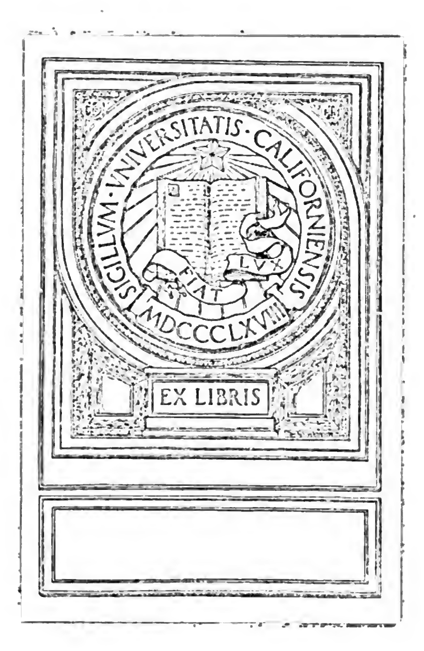



SIGILLVM · VNIVERSITATIS · CALIFORNIENSIS
FIAT LVX
MDCCCLXVIII
EX LIBRIS

RESULTATE

für den

MASCHINENBAU.

RESULTATE

für den

MASCHINENBAU

von

Dr. F. Redtenbacher,

Grossh. Badischer Hofrath, Commandeur des Ordens vom Zähringer Löwen, Ritter des St. Olafs- und des St. Stanislaus-Ordens II. Classe, Director der Grossh. polytechnischen Schule und Professor des Maschinenbaues in Carlsruhe.

Mit 41 lithographirten Figurentafeln.

Fünfte erweiterte Auflage.

Herausgegeben,

mit Zusätzen und mit einem Anhange versehen

von

Dr. F. Grashof,

Grossh. Badischer Hofrath, Ritter des Ordens vom Zähringer Löwen I. Classe, Professor der angewandten Mechanik und der Maschinenlehre an der polytechnischen Schule in Carlsruhe.



HEIDELBERG.

Verlagsbuchhandlung von *Friedrich Bassermann.*

1869.

Die Rechts-Nachfolger des Verfassers behalten sich das Recht der Uebersetzung vor.

Carlsruhe. Druck von Malsch & Vogel.

Vorrede
zur ersten Auflage.

Eine Sammlung von Resultaten für den Maschinenbau ist sowohl für das technische Publikum, als auch für den angehenden Techniker, welcher sich für seine künftige praktische Laufbahn gründlich vorbereiten will, ein unentbehrliches Hülfsmittel geworden.

Wenn man einmal im technischen Leben eine Stellung eingenommen hat, findet man weder Zeit noch Lust, in weitschweifigen Lehrbüchern, oder Encyklopädien, oder gar in bändereichen Bibliotheken nach Thatsachen oder nach wissenschaftlichen Resultaten zu suchen, sondern man greift, wenn man überhaupt zu einem Buch seine Zuflucht nehmen will, nach einem solchen, welches zum Nachsuchen bequem eingerichtet ist und das die gewünschten Aufschlüsse ohne ermüdende Lektüre zu geben verspricht.

Ebenso ist auch für die Schule ein Buch, welches die wissenschaftlichen Resultate und Thatsachen möglichst conzentrirt enthält, ein nothwendiges Hülfsmittel geworden.

Eine Schule, welche in der mechanisch-technischen Richtung wirken will, kann keine Arbeiter und Werkmeister, sondern sie muss Zeichner, Constructeurs, Ingenieurs und Fabrikanten zu bilden suchen. Das Beste, was eine Schule zur Erreichung dieses Zweckes bieten kann, ist zwar allerdings eine gesunde wissenschaftliche Grundlage, die ein Techniker dann besitzt, wenn er in den Geist der Prinzipien der Mechanik eingedrungen ist und in der Anwendung derselben einen gewissen Grad von Gewandtheit und Sicherheit erlangt hat. Allein, wer nur mit allgemeinen Prinzipien ausgerüstet die praktische Arena betritt, gleicht einem Schiffe, das zwar mit einem Steuerruder, aber weder mit Segelwerk noch mit einer treibenden Maschine versehen ist. Der Erfolg der Fahrt ist nicht zweifelhaft: Mit den Prinzipien der Mechanik erfindet man keine Maschine, denn dazu gehört, nebst dem Erfindungstalent,

eine genaue Kenntniss des mechanischen Prozesses, welchem die Maschine dienen soll. Mit den Prinzipien der Mechanik bringt man keinen Entwurf einer Maschine zu Stande, denn dazu gehört Zusammensetzungssinn, Anordnungssinn und Formensinn. Mit den Prinzipien der Mechanik kann man keine Maschine wirklich ausführen, denn dazu gehören praktische Kenntnisse der zu verarbeitenden Materialien und eine Gewandtheit in der Handhabung der Werkzeuge und Behandlung der Hülfsmaschinen. Mit den Prinzipien der Mechanik betreibt man kein industrielles Geschäft, denn dazu gehört eine charakterkräftige Persönlichkeit und gehören commerzielle Geschäftskenntnisse. Man sieht, die Prinzipien der Mechanik sind für die mannigfaltigen technischen Thätigkeiten überall nicht zureichend, aber gleichwohl leisten sie, bei vollständigem Gebrauch, vortreffliche Dienste, denn sie geben doch überall an, was geschehen soll, bestimmen oftmals die wichtigsten Abmessungen und führen zu einem richtigen Urtheil; aber das Erfinden, das Zusammensetzen, Anordnen, Formgeben und das praktische Arbeiten mit der Feile und mit dem Drehstahl ist nicht ihre Sache.

Eine Schule, welche für die Verfolgung der mechanisch-technischen Richtung eine geeignete Vorbildung geben will, darf also durchaus nicht eine einseitige wissenschaftliche Richtung verfolgen, sondern sie muss trachten, alle Kräfte zu wecken und zu üben, welche für den Beruf eines Zeichners, eines Constructeurs, eines Ingenieurs und eines Fabrikanten von Wichtigkeit sind. Das beste Mittel, welches sie zur Erreichung dieses Zweckes anwenden kann, sind vielfältige Uebungen in der graphischen Darstellung von Maschinenorganen, von vollständigen Maschinen und Maschinenanlagen nach vorgeschriebenen Bedingungen und mit Benutzung rationeller Regeln; und gerade für diese Uebungen ist ein Hülfsbuch, welches die wichtigsten wissenschaftlichen Resultate und praktischen Thatsachen in gedrängter Kürze enthält, unumgänglich nothwendig.

Das vorliegende Buch ist zunächst bestimmt, den constructiven Unterricht zu unterstützen; es wird aber auch ausserhalb der Schule fast eben so gut gebraucht werden können. Die Resultate sind ganz trocken an einander gereiht, es geht denselben keine Her-

leitung voran und folgt auch keine Gebrauchsanleitung nach. Für den Gebrauch ausserhalb der Schule wird man vielleicht hie und da eine Gebrauchsanleitung vermissen, allein eine solche musste, wegen der durchaus nothwendigen Conzentration des Stoffes, unterbleiben.

Den Stoff habe ich so anzuordnen gesucht, dass sich die Resultate leicht finden lassen. Da, wo eine Gesammtheit von Resultaten zur Erreichung eines Zweckes zusammenwirken muss, wie dies bei dem Entwurf einer Maschine oder Maschinenanlage der Fall ist, sind die betreffenden Resultate so an einander gereiht, dass man denselben nur zu folgen braucht, um an das Ziel zu kommen.

Die Mehrzahl der Regeln geben nicht die absolute, sondern nur die relative Grösse der zu berechnenden Dinge, d. h. sie bestimmen das Verhältniss zwischen der zu suchenden und einer andern bereits bekannten Grösse. Diese Methode der Verhältnisszahlen ist von jeher in der Architektur angewendet worden; sie leistet aber auch im Maschinenbau vortreffliche Dienste. Erst seitdem ich mich derselben bediene, bin ich zu einfachen, leicht anwendbaren Regeln gelangt.

Das Buch ist in zwölf Abschnitte getheilt.

Der erste Abschnitt enthält verschiedene geometrische Resultate und insbesondere die Bedingungen, welche die Bewegungsmechanismen in geometrischer Hinsicht zu erfüllen haben.

Der zweite Abschnitt gibt die wichtigsten Resultate aus der Lehre von der Festigkeit der Materialien.

Der dritte Abschnitt enthält die Regeln zur Construction der aktiven und passiven Maschinenbestandtheile. Die Methode der Verhältnisszahlen ist hier mit Consequenz angewendet. Die Dimensionen werden meistens auf die Durchmesser von Wellen und Zapfen bezogen; sind diese einmal bestimmt, so ergeben sich alle andern Dimensionen leicht vermittelst der Verhältnisszahlen, welche jene Regeln liefern. Wenn man sich einmal durch einige Uebung mit diesen Regeln befreundet hat, wird man dieselben wohl nicht mehr verlassen, und man wird sie sehr praktisch finden: 1) weil sie für jedes Maassystem gelten; 2) weil die Verhältnisszahlen entweder ganz constant oder nur wenig veränderlich sind, daher bei einigem

Gebrauch im Gedächtniss bleiben, so dass man dann, wenn es sich um die Construction eines Maschinenbestandtheiles handelt, das Buch gar nicht mehr zu öffnen braucht; 3) weil durch dieselben das Gefühl für richtige Constructionsverhältnisse sehr ausgebildet wird.

Diese Regeln haben jedoch auch schwache Seiten, die aber nicht von der Methode der Verhältnisszahlen, sondern von dem Umstande herrühren, dass sie auf statischen Prinzipien beruhen und weder den Einfluss der Massenwirkungen noch die Abnutzung berücksichtigen, welche bei schneller Bewegung der Theile leicht eintreten. Diesen Mängeln kann man jedoch leicht begegnen. Wenn Massenwirkungen in's Spiel kommen, braucht man nur gleich von vorneherein die Zapfen und Wellen hinreichend stark, z. B. um ein Viertel oder um die Hälfte stärker als gewöhnlich zu nehmen, und dann werden auch alle anderen Dimensionen, wenn man dieselben mit den Verhältnisszahlen bestimmt, hinreichend stark. Wenn Stösse vorkommen, muss man noch überdies die gegen einander stossenden Theile mit Masse versehen, damit sie eine bedeutende lebendige Kraft in sich aufnehmen können, ohne dass die Molekularvibrationen zu heftig werden.

Man könnte zwar auch, mit Beibehaltung der Methode der Verhältnisszahlen, für die Construction der Maschinentheile Regeln aufstellen, die unter allen Umständen unbedingt anwendbar wären, sie würden aber so komplizirt ausfallen, dass wohl Niemand Lust haben würde, sich derselben zu bedienen, und daher ist es zweckmässiger, bei den einfacheren, wenn auch unvollkommneren Regeln zu bleiben.

Der vierte Abschnitt enthält die Regeln zur Berechnung des Reibungswiderstandes und der Steifheit der Seile, sodann noch einen Annäherungswerth von der Form: $\alpha x + \beta y$ für die Wurzelgrösse: $\sqrt{x^2 + y^2}$, wenn die Grenzen bekannt sind, innerhalb welchen das Verhältniss $\frac{x}{y}$ liegen muss. *Poncelet* hat diese Aufgabe zuerst gestellt und für den Fall, wenn $\frac{x}{y}$ zwischen 0 und 1 liegt, durch sehr weitschweifige geometrische Betrachtungen gelöst. Ich habe, mit Hülfe der Methode der kleinsten Quadratsumme, den allge-

meinen Fall, wenn $\frac{x}{y}$ zwischen irgend welchen Grenzen liegt, zur Lösung gebracht.

Der fünfte Abschnitt enthält die wichtigsten Resultate aus der Hydraulik, die leider auch nicht vollkommener sind, als man sie in andern Büchern findet. Hier können nur allein Versuche im grossen Maasstab über den Ausfluss des Wassers helfen; auf theoretischem Wege ist dieser Sache kaum beizukommen.

Im sechsten Abschnitt sind die wichtigsten Regeln für den Bau und für die Berechnung der Wasserräder zusammengestellt. Es ist ein Auszug aus meinem Werk über die Wasserräder.

Der siebente Abschnitt enthält die Regeln zur Bestimmung der Dimensionen von neu zu erbauenden Turbinen und zur Berechnung ihres Nutzeffektes. Diese Regeln sind im Wesentlichen die gleichen, welche ich in meinem Werk über die Turbinen aufgestellt habe. Nur bei der Turbine von Jonval wird man eine kleine Aenderung finden, die daher kommt, dass ich nun auf den Einfluss der Dicke der Leitschaufeln und Radschaufeln Rücksicht genommen habe.

Der achte Abschnitt enthält Resultate über die Wärme und über deren Benutzung zu technischen Zwecken. Man findet da Regeln für Kamine, Dampfkessel, Luftheizung, Dampfheizung, Wasserheizung, Gasbeleuchtung.

Im neunten Abschnitt sind Formeln, Tabellen und Verhältnisszahlen für die verschiedenen Arten von Dampfmaschinen zusammengestellt. Die Formeln stimmen im Wesentlichen mit jenen überein, welche *Pambour* aufgestellt hat, unterscheiden sich jedoch von diesen letzteren in zwei Punkten. *Pambour* bringt das relative Dampfvolumen in Rechnung; ich habe es vorgezogen, die Dichte des Dampfes einzuführen. Die Vorstellung von der Dichte des Dampfes (Gewicht von 1 Kubikmeter Dampf) ist doch einfacher als die von dem relativen Volumen (Verhältniss zwischen dem Volumen einer Dampfmenge und dem Volumen des Wassers, aus welchem der Dampf entstanden ist). Sodann lässt sich die Dichte des Dampfes durch eine äusserst einfache Formel wenigstens eben so genau ausdrücken, wie das relative Dampfvolumen durch die Formel, welche *Pambour* aufgestellt hat. Der zweite Punkt, in welchem ich von *Pam-*

bour abweiche, betrifft die Bestimmung des eigenen Widerstandes der Maschine. *Pambour* sucht diesen Widerstand durch Erfahrungscoeffizienten zu bestimmen; ich habe es vorgezogen, denselben wirklich zu berechnen und durch Formeln auszudrücken.

Die Tabellen geben die wichtigsten Daten für neu zu erbauende Maschinen, und die Verhältnisszahlen bestimmen alle untergeordneteren Dimensionen.

Zehnter Abschnitt: Transport zu Wasser und zu Land. Man findet daselbst: 1) Die Widerstandscoeffizienten, welche *Morin* durch Versuche für Fuhrwerke aufgefunden hat. 2) Regeln zur Berechnung von Abmessungen von neu zu erbauenden Lokomotiven. 3) Ein ziemlich vollständiges Material zur Bestimmung der Grösse und Form der Dampfschiffe, der Dimensionen der Maschinen und des Treibapparats. Die Methode der Verhältnisszahlen ist hier mit Consequenz angewendet.

Elfter Abschnitt: Arbeitsmaschinen und Fabrikationszweige. Eine ausführliche Besprechung dieses Gegenstandes würde hier zu weit führen; ich beschränke mich auf folgende Bemerkungen. Ueber die Baumwollenspinnerei sind diejenigen Resultate zusammengestellt, welche für den Entwurf einer Spinnerei, welche täglich eine bestimmte Quantität Garn von irgend einer Feinheit produziren soll, zu wissen nothwendig sind. Das Detail der Maschinen und den Spinnprozess habe ich übergangen.

Die Resultate über Eisenfabrikation sind grösstentheils den Werken von *Walter* und von *Flachat* entnommen.

Zwölfter Abschnitt: Tabellen-Sammlung. Nebst den bekannteren Tabellen, welche man auch in anderen Werken findet, habe ich noch solche aufgenommen, welche die Gewichtsbestimmung und Kostenberechnung erleichtern.

Der Meter, das Kilogramm und der französische Franc sind die Einheiten, auf welche sich alle Angaben beziehen. Es ist wohl nicht nöthig, mich wegen der Wahl dieser Einheiten zu entschuldigen.

Ich schliesse mit dem Wunsche, dass man diese Arbeit brauchbar finden möge.

Der Verfasser.

Vorrede

zur vierten Auflage.

Diese vierte Auflage der Resultate für den Maschinenbau unterscheidet sich von den vorangegangenen Auflagen nur durch einzelne Verbesserungen und mancherlei Erweiterungen. Die Grundlage ist unverändert. Der eigene Gebrauch des Buches, die Dienste, welche es der Schule bisher geleistet hat, und der rasche Absatz der starken dritten Auflage, diese drei Dinge haben mich von der Nützlichkeit und Brauchbarkeit dieses Hilfsbuches neuerdings überzeugt, und ich habe zu wesentlichen Veränderungen keine Veranlassung gefunden.

Der erste Abschnitt ist unverändert.

Der zweite Abschnitt, die Festigkeit der Materialien betreffend, ist nur durch eine nach dem trefflichen Werke von *Rebhann* zusammengestellte Tabelle über die Coeffizienten der Elastizitätsgränzen erweitert.

Der dritte Abschnitt hat keine bemerkenswerthe Veränderung erlitten.

Auch die drei folgenden Abschnitte, welche die Reibung, die Hydraulik und die Wasserräder betreffen, sind nicht wesentlich verändert.

Der siebente Abschnitt ist durch die Resultate der Theorie der Tangential-Räder erweitert.

Der achte, die Wärme betreffende Abschnitt ist theils verbessert, theils erweitert, aber doch nicht in dem Grade, als ich wegen der in neuerer Zeit erschienenen, die Wärme behandelnden Werke gehofft habe.

Der neunte, die Dampfmaschinen betreffende Abschnitt ist durch mehrere Resultate über die Theorie der Schwungräder von gekuppelten und von Woolf'schen Maschinen erweitert.

entsprechen, wie er dieselben in seinem letzten Werke: „der Maschinenbau" zum Ausdruck gebracht hat. Dieses letztere Werk habe ich sowohl nebst den älteren Spezialwerken Redtenbacher's als Mittel zur Beurtheilung der den „Resultaten" zu Grunde liegenden Annahmen, theoretischen Entwickelungen und Thatsachen, als auch namentlich zur Erkennung der Aenderungen, welche in mehreren Fällen des Verfassers eigene Ueberzeugungen seit dem Erscheinen der letzten Auflage seiner Resultate erfahren hatten, überall sorgfältig zu Rath gezogen.

Dieselbe Pietät mit der Absicht, Redtenbacher's eigenstes Werk in möglichst correcter Form zu reproduziren, hat davon zurückgehalten, irgend eine Aenderung in der äusseren Ausstattung, in der Buchstabenbezeichnung und in der Anordnung des Stoffes vorzunehmen, auch wo eine solche dem Herausgeber wünschenswerth scheinen mochte. In letzterer Beziehung ist so weit gegangen worden, dass selbst die Paragraphen-Nummern mit Ausnahme des letzten Abschnitts unverändert gelassen wurden, wodurch zugleich Zitate, sofern sie sich auf diese Nummern und nicht auf Seitenzahlen der vorigen Auflage beziehen, auch für diese neue Auflage ihre Gültigkeit behalten.

Besondere Sorgfalt wurde auf die Revision der Zahlencoefficienten der mitgetheilten Formeln und der auf Grund solcher Formeln mitgetheilten Tabellen verwendet; ich habe sie sämmtlich nachgerechnet und Druck- oder Rechenfehler verbessert, so dass ich ihre Correctheit, das erste Erforderniss eines Hülfsbuches der vorliegenden Art, mit Sicherheit glaube verbürgen zu können. Tabellen, welche nicht nach Formeln des Verfassers berechnet sind, habe ich mit den angeführten oder muthmasslichen Quellen verglichen; nur in wenigen Fällen ist dies wegen mangelnder Kenntniss der Quellen nicht möglich gewesen.

Zusätze, deren Billigung durch den Verfasser auf Grund der späteren Publikationen desselben nicht mit Gewissheit vorausgesetzt werden konnte, sind in die Anmerkungen verwiesen worden und mit dem Buchstaben G unterzeichnet. Sie betreffen die Resultate neuerer oder auch solcher Arbeiten und Versuche, welche zwar älteren Datums sind, vom Verfasser jedoch nicht berücksichtigt

worden waren, sowie auch des Herausgebers abweichende Anschauungen in einigen solchen Fällen, wo die Hervorhebung derselben im sachlichen Interesse wichtig schien. Eine wesentliche Ausdehnung der Resultate auf weitere Probleme, wie sie an einigen Stellen, z. B. im zweiten Abschnitte, sonst wohl zweckmässig hätte erscheinen können, wurde hierbei gleichwohl durch die Rücksicht auf den nicht erheblich zu überschreitenden früheren Umfang des Buches ausgeschlossen. Dagegen ist es häufig für zweckmässig erachtet worden, in den Anmerkungen die Grundlagen genauer zu bezeichnen, auf welchen die im Text mitgetheilten Resultate beruhen, um einer missverständlichen Benutzung derselben vorzubeugen und eine kritische Vergleichung mit den Resultaten anderer Autoren zu ermöglichen. Es ist die Folge meiner besonderen Fachrichtung, wenn die in den Anmerkungen gegebenen Zusätze mehr das Gebiet der wissenschaftlichen Grundlagen, als der praktischen Erfahrung betreffen.

Das Bedürfniss einer mehr eingehenden Berücksichtigung der mechanischen Wärmetheorie, welches vom Verfasser selbst schon in der Vorrede zur vierten Auflage anerkannt wurde, ist seitdem noch dringender geworden in Folge der ausgedehnten Verwerthung, welche dieser Zweig der theoretischen Physik in der angewandten Mechanik und in der Maschinenlehre in den letzten Jahren gefunden hat. Diesem Bedürfnisse ist durch einen dem Werke neu hinzugefügten Anhang Rechnung getragen worden. Derselbe schliesst sich in seinem ersten Theile, welcher die wichtigsten Sätze der mechanischen Wärmetheorie selbst enthält, in der Hauptsache dem Werke Zeuner's: „Grundzüge der mechanischen Wärmetheorie", jedoch in mehrfach abweichender Darstellungsweise an; der die Anwendungen betreffende zweite Theil enthält vorwiegend Resultate meiner eigenen Arbeiten.

Um trotz dieses Anhanges und der in den Anmerkungen gegebenen Zusätze den früheren Umfang des Werkes nicht erheblich überschreiten zu müssen, ist der zwölfte Abschnitt der vorigen Auflage, eine Sammlung analytischer Formeln enthaltend, weggelassen worden. Solche Formelsammlungen stehen dem wissenschaftlich gebildeten Techniker in besonderen Werken rein mathe-

matischen Charakters zu Gebote und es waren die betreffenden Formeln auch hier der Natur der Sache nach dergleichen Quellen entnommen, so dass ihre Beseitigung ohne Verletzung der Pietät gegen den Verfasser geschehen konnte und kaum eine fühlbare Lücke erzeugt haben wird. Aus demselben Grunde sind in dem früheren dreizehnten, jetzt zwölften Abschnitte mehrere rein mathematische Tabellen fortgelassen worden; die Maass- und Gewichtstabellen daselbst konnten in Folge der endlich erzielten Einigung der deutschen Staaten über ein gemeinschaftliches Maass- und Gewichtssystem eine erhebliche Vereinfachung erfahren. —

Möge auch diese fünfte Auflage eine geneigte Aufnahme finden und dazu beitragen, die Verdienste Redtenbacher's um die wissenschaftliche Ausbildung des Maschinenbaues in dankbarer Anerkennung zu erhalten und den Resultaten seiner Forschungen als einem werthvollen Führer des construirenden Maschinen-Technikers auch fernerhin den verdienten Erfolg zu sichern.

Carlsruhe im Juli 1869.

F. Grashof.

Inhalt.

Erster Abschnitt.

Geometrie.

	Seite
Verzeichniss verschiedener krummer Linien	1
Flächen- und Körperberechnung	3
Anordnung eines Rollenbetriebes	5
Bestimmung der Grundformen der Räder	7
Verzahnung	8
Gerad-Führungen	15

Zweiter Abschnitt.

Festigkeit der Materialien.

Absolute Festigkeit	19
Relative Festigkeit	19
Rückwirkende Festigkeit	22
Torsionsfestigkeit	23
Festigkeit von Gefässen	24
Ausdehnung und Zusammendrückung von Stäben	26
Biegung stabförmiger Körper	26
Torsion von Stäben	29
Körper von gleicher Festigkeit	30
Vergleichung zwischen verschiedenen Querschnittsformen	33
Festigkeit der Körper gegen lebendige Kräfte	34
Festigkeits- und Elastizitäts-Coeffizienten	37

Dritter Abschnitt.

Construction der Maschinentheile.

Seile	40
Ketten	41
Schrauben	43
Nieten	45
Winkeleisen	48
Zapfen	48
Wellen	51
Kupplungen	59
Zapfenlager	60
Rollen	63
Zahnräder	71
Schraube ohne Ende	81
Lagerstühle	83

Seite
Winkelhebel 83
Kurbel und Kurbelaxen 85
Traversen 89
Schubstangen 89
Balancier 91
Seil- und Kettenhaken 92
Röhren 93
Cylinderdeckel und Stopfbüchsen 95
Ventile, Hahnen, Kolben 95
Resultate aus dem Baufach 98

Vierter Abschnitt.

Reibung zwischen festen Körpern und Steifheit der Seile.

Gesetze der Reibung und Reibungscoeffizienten 102
Formeln zur Berechnung der Reibungswiderstände 107

Fünfter Abschnitt.

Resultate aus der Hydraulik.

Tabelle der Geschwindigkeiten und entsprechenden Höhen 119
Coeffizienten zur Berechnung der Ausflussmengen 126
Ueberfälle 131
Wehre 134
Kanäle 137
Röhrenleitungen 149
Gleichgewicht und Bewegung der Luft 159
Widerstand der Körper in Wasser und Luft 164

Sechster Abschnitt.

Wasserräder.

Regeln für die Anordnung eines neu zu erbauenden Rades 169
Regeln für den Bau der Räder 181
Regeln zur Berechnung des Nutzeffektes 187

Siebenter Abschnitt.

Turbinen.

Die Turbine von *Jonval* 191
Die Turbine von *Fourneyron* 203
Die *Schott*'sche Turbine 208
Die Tangential-Räder 209

Achter Abschnitt.

Die Wärme und deren Benutzung.

Physikalische Thatsachen 213
Wasserdampf 225
Kamine 229
Dampfkessel 233

	Seite
Wärmemenge zur Heizung eines Raumes	243
Durchgang der Wärme durch Wände	246
Erwärmung einer Flüssigkeit durch einen heissen flüssigen Strom	250
Ofenheizung	252
Calorifer	252
Niederdruck-Wasserheizung	253
Hochdruck-Wasserheizung	254
Dampfheizung	256
Gasbeleuchtung	257

Neunter Abschnitt.

Dampfmaschinen, Windräder und thierische Kräfte.

Theoretische Resultate	268
Praktische Resultate für:	
a) *Watt*'sche Maschinen	282
b) Hochdruckmaschinen ohne Condensation, ohne Expansion	286
c) Hochdruckmaschinen mit Expansion, ohne Condensation	288
d) Mitteldruckmaschinen mit Expansion, mit Condensation	290
e) *Woolf*'sche Maschinen	293
Windmühlenräder	296
Thierische Kräfte	297

Zehnter Abschnitt.

Transport zu Wasser und zu Land.

Fuhrwerke für Strassen	303
Lokomotive	308
Dampfschiffe	343

Elfter Abschnitt.

Arbeitsmaschinen und Fabrikation.

Die Ramm-Maschine	385
Pochwerke	387
Schachtaufzug	389
Pumpen	391
Feuerlöschspritzen	400
Holzsägen	403
Mahlmühlen	409
Papierfabrikation	414
Baumwollenspinnerei	418
Baumwollenweberei	430
Roheisenerzeugung	432
Erfahrungen über den Hochofenbetrieb	434
Hochofengebläse	440

Seite
Schmiedeisenfabrikation 448
Walzwerke 450
Hammerwerke 454

Zwölfter Abschnitt.

Sammlung von Tabellen.

Vergleichung der Masse und Gewichte 460
Spezifische Gewichte 468
Tabellen zur Gewichtsbestimmung von Röhren, Schrauben, Kupplungen, Zapfenlagern, Triebrollen und Zahnrädern 470
Preise der Maschinen 475

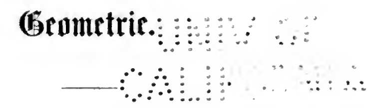
Anhang.

Resultate aus der mechanischen Wärmetheorie.

I. Allgemeine Sätze und Formeln nebst Anwendung auf die Physik der Gase und Dämpfe 488
A. Verhalten der Gase, insbesondere der atmosphärischen Luft . . . 497
B. Verhalten der Dämpfe, insbesondere des Wasserdampfes 501
1. Gesättigter Dampf 501
2. Verhalten einer Mischung von gesättigtem Dampf und gleichartiger Flüssigkeit 508
3. Ueberhitzter Dampf 513
II. Mechanisch-technische Anwendungen.
A. Bewegung von Flüssigkeiten, insbesondere von Gasen und Dämpfen, in Canälen und Ausfluss derselben aus Gefässmündungen 519
1. Bewegung tropfbarer Flüssigkeiten, insbesondere des Wassers . . 522
2. Bewegung der Gase, insbesondere der atmosphärischen Luft . . 528
a. Bewegung auf kurzer Strecke 529
b. Bewegung auf längerer Strecke von constantem Querschnitt . 534
3. Bewegung der Dämpfe, insbesondere des Wasserdampfes 538
B. Dampfstrahlpumpe 543
C. Calorische Kraftmaschinen 554
1. Dampfmaschinen:
a. Doppelt wirkende Dampfmaschine mit einem Cylinder . . . 557
b. *Woolf*'sche Dampfmaschine 572
c. Einfach wirkende Dampfmaschine 579
2. Luftmaschinen 583
3. Gasmaschinen 589
D. Dampfhämmer 600

ERSTER ABSCHNITT.

Geometrie.



Verzeichnung von verschiedenen krummen Linien.

1.

Verzeichnung der Parabel, Fig. 1, Taf. I, *wenn der Scheitel* A, *die Richtung* A x *der Axe, und ein Punkt* M *der Linie gegeben ist.*

Man verzeichne das Rechteck M p A b, theile M b in eine beliebige Anzahl, z. B. in 4 gleiche Theile, theile auch A b in eben so viele, also ebenfalls in 4 gleiche Theile, ziehe von A aus die Linien A 1, A 2, A 3, und durch 1_1, 2_1, 3_1 Parallellinien zur Axe A x; so sind die Punkte I, II, III, in welchen sich diese Linien schneiden, einzelne Punkte der Parabel.

2.

Verzeichnung der Normale, welche einem Punkt II *der Parabel entspricht.* Fig. 1, Taf. I.

Fälle den Perpendikel II p_2, mache A a = A p_2, ziehe a II und errichte auf a II in II einen Perpendikel II q_2, so ist dies die gesuchte Normale.

Die Normallinien, welche den übrigen Punkten III, I, M entsprechen, werden gefunden, wenn man die Perpendikel III p_3, I p_1, M p fällt, $p_3\ q_3 = p_1\ q_1 = p\ q = p_2\ q_2$ macht und die Punkte q_3, q_1, q mit III, I, M verbindet.

Werden diese Normallinien verlängert, bis sich je zwei auf einander folgende schneiden, so sind die Durchschnittspunkte die Mittelpunkte von Kreisbögen A III, III II, II I, I M, aus welchen die Parabel um so genauer zusammengesetzt werden kann, je näher die Punkte A, III, II, I, M bei einander liegen.

3.

Verzeichnung einer Ellipse, deren Axen gegeben sind.

a) Genaues Verfahren. Fig. 2, Taf. I.

Es sei O der Mittelpunkt, O a die halbe grosse, O b die halbe kleine Axe. Beschreibe aus O mit den Halbmessern O b, O a und $Oc = Ob + Oa$ die concentrischen Kreise $b\beta$, $a\alpha$, $c\gamma$, ziehe einen beliebigen Radius O q p r, ziehe durch q eine Parallele zu O a, durch p eine Parallele zu O b, so schneiden sich diese Linien in einem Punkt m der Ellipse; und wenn man m mit r verbindet, so ist dies die zum Punkt m der Ellipse gehörige Normale.

Wiederholt man diese Construction, indem man mehrere Radien von O aus zieht, so erhält man zur Verzeichnung der Ellipse eine Folge von Punkten und die denselben entsprechenden Normalen.

b) Annäherungsverfahren. Fig. 3, Taf. I.

Es sei O der Mittelpunkt, $a a_1$ die grosse, $b b_1$ die kleine Axe der Ellipse.

Mache $Oc = Ob$, $Od = Od_1 = 3\frac{ac}{2}$, $Oe = Oe_1 = 4\frac{ac}{2}$, ziehe $e_1 d m$, $e_1 d_1 m_1$, $e d n$, $e d_1 n_1$, und beschreibe aus den Punkten d, d_1, e, e_1 die Kreisbögen $n a m$, $n_1 a_1 m_1$, $n b_1 n_1$, $m b m_1$, so bilden diese zusammen eine der Ellipse nahe kommende Linie, vorausgesetzt, dass das Verhältniss zwischen der grossen und kleinen Axe nicht grösser als 2 ist. Ist dieses Verhältniss grösser als 2, so muss die genauere Methode gebraucht werden.

4.

Verzeichnung der Cycloide. Fig. 4, Taf. I.

Es sei 09_1 die Grundlinie, 049 die Hälfte des Erzeugungskreises in seiner anfänglichen Stellung. Man theile den Halbkreis in mehrere, z. B. in 9 gleiche Theile und ziehe die Sehnen 01, 02, 03, 04 . . ., trage die abgewickelte Länge eines der Bögen 01, 12, 23 . . von 0 aus eben so oftmal auf, als die Anzahl der Theile beträgt, in welche der Halbkreis getheilt wurde, und ziehe durch die Punkte 1_1, 2_1, 3_1 . . . parallele Linien zu den Sehnen 01, 02, 03 . . ., so sind die Durchschnittspunkte 1_1, II, III . . . . die Mittelpunkte von Kreisbögen $0\,\alpha$, $\alpha\,a$, $a\,b$ . . ., aus welchen die zu verzeichnende Cycloide um so genauer zusammengesetzt werden kann, in eine je grössere Anzahl Theile der Halbkreis getheilt wurde.

5.

Verzeichnung eines Bogenstückes einer Epicycloide. Fig. 5, Taf. I.

Es sei 06 das gegebene Bogenstück des Grundkreises, für welches das epicycloidische Bogenstück 06_2 verzeichnet werden soll; n das Verhältniss zwischen den Halbmessern des Grundkreises und des Erzeugungskreises.

Man theile das Bogenstück 06 in mehrere, z. B. in 6 gleiche Theile $01 = 12 = 23 = \ldots = a$, nehme ein Bogenstück von der Länge $(n + 1)\,a$, trage dasselbe von 0 aus ebenfalls 6 Mal auf, verbinde die sich ergebenden Punkte $1_1, 2_1, 3_1 \ldots$ mit den Punkten 1, 2, 3 . . ., und beschreibe aus den Durchschnittspunkten 1, II, III die Kreisbögen 01_2, $1_2\,2_2$, $2_2\,3_2$ . . ., so bilden diese zusammen annähernd das zu verzeichnende epicycloidische Bogenstück.

6.

Verzeichnung des Bogenstückes einer Hypocycloide. Fig. 6, Taf. I.

Es sei 05 das gegebene Bogenstück des Grundkreises, für welches das hypocycloidische Bogenstück 05_2 verzeichnet werden soll, n das Verhältniss zwischen den Halbmessern des Grundkreises und des Erzeugungskreises.

Man theile den Bogen 05 in mehrere, z. B. in 5 gleiche Theile $01 = 12 = 23 = \ldots = a$, mache die Bögen $01_1 = 1_1\,2_1 = 2_1\,3_1 = \ldots = (n - 1)\,a$, ziehe die Linien 1_1 1 I, 2_1 2 II, 3_1 3 III . . . . und beschreibe aus den Punkten 1, I, II, III . . die Kreisbögen 01_2, $1_2\,2_2$, $2_2\,3_2$, $3_2\,4_2$ . . ., so bilden diese zusammen das zu verzeichnende hypocycloidische Bogenstück.

Flächen- und Körperberechnung.

7.

Der Flächeninhalt A M p, Fig. 1, Taf. I. *einer Parabel* ist gleich

$$\frac{2}{3}\,\mathrm{A\,p} \times \mathrm{M\,p}$$

8.

Der Flächeninhalt einer Ellipse

ist gleich dem Produkte aus den beiden Halbaxen in die *Ludolph*sche Zahl $\pi = 3{\cdot}142$.

9.

Simpson's Regel

zur Berechnung des Flächeninhaltes ebener Figuren. Es sei A B C D, Fig. 7, Taf. I. der zu berechnende Flächeninhalt. Man theile A D in eine gerade Anzahl n gleicher Theile A 1 = 12 = 23 = ... = e und messe die Ordinaten y_0 y_1 y_2 . . . . y_n; dann findet man:

$$\text{Flächeninhalt ABCD} = \frac{1}{3} e \left\{ y_0 + y_n + 4 (y_1 + y_3 + y_5 + \ldots + y_{n-1}) + 2 (y_2 + y_4 + \ldots + y_{n-2}) \right\}$$

10.

Die Oberfläche einer Kugel

von dem Halbmesser r ist gleich

$$4 r^2 \pi \; . \; . \; (\pi = 3{\cdot}142).$$

11.

Die Oberfläche eines Kugelabschnittes

ist gleich

$$2 \pi r a = \pi (a^2 + b^2)$$

wobei

r den Halbmesser der Kugel,
a die Höhe des Abschnittes,
b den Halbmesser des Kugelschnittes

bezeichnet.

12.

Der Kubikinhalt einer Pyramide oder eines Kegels

ist gleich $\frac{1}{3}$ A h, wenn A die Grundfläche, h die Höhe des Körpers bezeichnet.

13.

Der Kubikinhalt einer Kugel,

deren Halbmesser r, ist

$$\frac{4}{3} r^3 \pi$$

14.

Der Kubikinhalt eines Kugelabschnittes

ist gleich

$$\frac{\pi}{6} a (3 b^2 + a^2)$$

wobei a die Höhe und b den Halbmesser des Kugelabschnittes bezeichnet.

Die Maschinenorgane in geometrischer Hinsicht.

Rollen.

15.

Benennungen.

Um die Stellung der Rollen und den Lauf des Riemens beschreiben zu können, nennen wir

a) mittlere Ebene einer Rolle: eine Ebene, welche auf der Axe einer Rolle senkrecht steht und durch die Mitte der Rollenbreite geht;

b) mittleren Schnitt: den Kreis, in welchem die mittlere Ebene die Oberfläche der Rolle schneidet;

c) Riemen-Mittel: eine auf dem Riemen gezogene von den Rändern desselben gleich weit abstehende Linie.

16.

Hauptregel für die geometrische Anordnung eines Riementriebes.

Bei der Anordnung eines Riementriebes müssen die folgenden 2 Regeln beobachtet werden: 1) muss die Mittellinie des Riemens, da wo derselbe auf eine Rolle aufläuft, in der mittleren Ebene dieser Rolle liegen; 2) sollen die Leitrollen, wenn solche anzubringen sind, so gestellt werden, dass ihre mittlere Ebene auf beiden Seiten die Mittellinie des Riemens enthält.

17.

Beispiele über Riementriebe.

Nach den in Nummer 16 ausgesprochenen Regeln sind die folgenden Riementriebe angeordnet:

Fig. 8, Taf. I. Die Axen parallel nach gleicher Richtung laufend, die mittleren Ebenen der beiden Triebrollen fallen zusammen.

Fig. 9, Taf. I. Die Axen parallel, nach entgegengesetzter Richtung laufend, die mittleren Ebenen der beiden Rollen fallen zusammen.

Fig. 10, Taf. I. Die Axen parallel, nach gleicher Richtung laufend, die mittleren Ebenen der beiden Rollen nicht zusammenfallend. l, l_1 Leitrollen.

Fig. 1, Taf. II. Rollen auf zwei sich schneidenden Axen. l, l_1 Leitrollen, deren Ort und Stellung gefunden wird wie folgt. Nehme in der Durchschnittslinie L der mittleren Ebenen der Triebrollen zwei beliebige Punkte a, a_1 an, ziehe von denselben Tangenten an die mittleren Schnitte der Triebrollen, und lege die Rollen l, l_1 so, dass die mittleren Schnitte einer jeden von einem Tangentenpaar berührt werden. Werden die Rollen l, l_1 auf diese Weise gestellt, so drücken die Riemen nach normaler Richtung gegen die Rollen und können daher von denselben nicht abgleiten.

Fig. 2, Taf. II. Zwei gegen einander geneigte sich nicht schneidende Axen. Die Durchschnittslinie L der mittleren Ebenen der Triebrollen berührt die mittleren Kreisschnitte der Rollen. Die Bewegung muss nach der Richtung der Pfeile erfolgen (vermöge Regel Nr. 16). Die kürzeste Distanz der Axen muss ungefähr 2 Mal so gross sein, als die grössere der beiden Rollen *).

Fig. 3, Taf. II. Die Axen gegen einander geneigt, sich nicht schneidend. Die Rollen an beliebigen Stellen mit den Axen verbunden. Die Stellung der Leitrollen wird wie im Falle Fig. 1 gefunden.

Fig. 4, Taf. II. Die Axen gegen einander geneigt, sich nicht schneidend. Die Rolle A fest mit a verbunden. Die Rolle B vermittelst eines *Hook*'schen Schlüssels mit b verbunden. Die mittleren Ebenen beider Rollen zusammenfallend.

---

*) Wenn x die mit Rücksicht auf den Riemenverschleiss höchstens zulässige verhältnissmässige Längendifferenz beider Ränder des ziehenden (auf die treibende Rolle auflaufenden) Riemenstücks, d. h. das höchstens zulässige Verhältniss dieser Längendifferenz zur mittleren Länge dieses Riemenstücks, ferner d den Durchmesser der treibenden Rolle, b die Breite des Riemens, α den Neigungswinkel der Axen bedeutet, so muss die kürzeste Distanz der Letzteren

$$> \sqrt{\left(\frac{b \sin \alpha}{x} - d\right) d}$$

sein. Dabei kann im Allgemeinen $x = 0{\cdot}01$ gesetzt werden. G.

Räder.

18.

Bestimmung der Grundform der Räder.

Die verzahnten Räder, welche gewöhnlich gebraucht werden, haben: wenn die Axen parallel sind, cylindrische; wenn die Axen sich schneiden, konische; wenn die Axen nicht parallel sind und sich nicht schneiden, hyperbolische Grundformen, die auf folgende Weise bestimmt werden:

a) Bei Stirnrädern, d. h. bei Rädern für parallele Axen, seien R, r die Halbmesser der Theilkreise,
d die Distanz der Axen,
$n = \frac{R}{r}$ die Uebersetzungszahl, d. h. die Zahl, welche angibt, wie oft das Rad vom Halbmesser r sich umdrehen soll, während jenes vom Halbmesser R einmal umgeht, so ist

$$R = \frac{n\,d}{n + 1}$$

$$r = \frac{d}{n + 1}$$

b) Bei Kegelrädern, d. h. wenn die Axen sich schneiden, seien Fig. 5, Tafel II. C A und C a die beiden Axen, n die Anzahl der Umdrehungen, welche die Axe C a bei einer Umdrehung der Axe C A machen soll.

Man bestimme einen Punkt b, dessen Abstände b O und b o von den Axen sich wie n : 1 verhalten, und ziehe b C. Denkt man sich nun das Dreieck O C b um C A und das Dreieck o C b um C a herumgedreht, so entstehen die zwei längs der Linie b C sich berührenden Grundkegel der Räder.

c) Für hyperbolische Räder Fig. 6, Taf. II. seien C A und C a die beiden Axen, die mit der Ebene des Papieres parallel sind. Die kürzeste Distanz der Axen geht durch C, ist auf der Ebene des Papieres senkrecht und ihre Länge sei gleich s. Die Anzahl der Umdrehungen, welche C a bei einer Umdrehung von C A machen soll, sei n.

Theile den Winkel A C a der Axen durch eine Linie C q in zwei Theile q C A $= \alpha_1$ und q c a $= \alpha_2$, so dass q A : q a $=$ $\sin \alpha_1 : \sin \alpha_2 = n : 1$.

Mache $CD = AE = \frac{\text{tg}\,\alpha_1}{\text{tg}\,\alpha_1 + \text{tg}\,\alpha_2}\,s$, $Cd = ae = \frac{\text{tg}\,\alpha_2}{\text{tg}\,\alpha_1 + \text{tg}\,\alpha_2}\,s$

sodann $AB = AB_1 = qE$, $ab = ab_1 = qe$.

Verzeichne mit den Halbmessern AB und CD, ab und Cd die Kreise K, K_1, k, k_1. Ziehe $q\,m$ parallel mit $C\,a$, $q\,n$ parallel mit $C\,A$. Theile den Kreis K von n ausgehend in so viele gleiche Theile, als die Anzahl der Zähne beträgt, welche das Rad erhalten soll, und den Kreis k von m ausgehend in eine n Mal kleinere Anzahl gleicher Theile. Ziehe durch die Theilungspunkte die Tangenten T, T_1, T_2 . . . an den Kreis K_1, t, t_1, t_2 . . . an den Kreis k_1 und suche ihre Projektionen, so bestimmen diese durch ihre wechselseitigen Durchschnitte die Hyperbeln $B\,D\,B_1\,D_1$, $b\,d\,b_1\,d_1$, welche durch ihre Umdrehung um ihre Axen die Grundformen der beiden Räder erzeugen. Die Linie $C\,q$ gibt die Richtung an, nach welcher die Zähne in die Räder einzuschneiden sind.

Verzahnung.

19.

Anzahl der Zähne.

Zwei in einander greifende Räder erhalten gleich grosse Theilungen. Die Anzahlen der Zähne zweier in einander greifender Räder verhalten sich demnach wie die Halbmesser derselben. Die absolute Anzahl der Zähne ist in geometrischer Hinsicht willkürlich und wird durch die Kraft bestimmt, welche am Umfange der Räder wirkt.

20.

Grundbedingung für die Form der Zähne.

Die Zähne zweier in einander greifender Räder müssen so geformt sein, dass das Verhältniss der Winkelgeschwindigkeit der beiden Räder in jedem Augenblicke der Bewegung denselben Werth hat. Es gibt unendlich viel Paare von Zahnformen, welche dieser wesentlichen Grundbedingung entsprechen. Die gebräuchlichsten sind folgende:

21.

Erste epicycloidische Verzahnung. Fig. 7, Taf. II.

$n\,a\,m$ Zahn des Rades R. $a\,n$ eine radiale Linie. $a\,m$ ein epicycloidischer Bogen. Der Halbmesser des Grundkreises ist R, der

Halbmesser des Wälzungskreises $\frac{1}{2}$ r. n_1 a m_1 Zahn des Rades r. a n_1 eine radiale gerade Linie. a m_1 ein epicycloidischer Bogen. Der Halbmesser des Grundkreises dieser Epicycloide ist r, der Halbmesser des Erzeugungskreises $\frac{1}{2}$ R. Die epicycloidischen Bögen entsprechen der Wälzung auf einem Theilungsbogen.

22.

Zweite epicycloidische Verzahnung. Fig. 8, Taf. II

n a m Zahn des Rades R. n_1 a m_1 Zahn des Rades r. a m epicycloidischer, a n_1 hypocycloidischer Bogen. Halbmesser des Grundkreises für a m gleich R. Halbmesser des Grundkreises für a n_1 gleich r. Halbmesser der Erzeugungskreise für a m und a n_1 gleich gross oder kleiner als $\frac{1}{2}$ r, sonst willkürlich. a m_1 epicycloidischer, a n hypocycloidischer Bogen. Halbmesser des Grundkreises für a m_1 gleich r. Halbmesser des Grundkreises für a n gleich R. Halbmesser der Erzeugungskreise für a m_1 und a n gleich gross oder kleiner als $\frac{1}{2}$ R, sonst willkürlich. Jeder dieser 4 Bögen entspricht der Wälzung auf einem Theilungsbogen. Diese Anordnung ist insbesondere für starke Uebersetzungen geeignet.

23.

Zahnstange mit Getriebe. Fig. 9, Taf. II.

n a m Zahn der Zahnstange. a n gerade auf der Grundlinie der Zahnstange senkrechte Linie. a m cycloidischer Bogen. Halbmesser des Erzeugungskreises gleich $\frac{1}{2}$ r. m_1 a n_1 Zahn des Getriebes. a n_1 gerade radiale Linie. a m_1 Evolvente des Kreises r. Die Bögen a m und a m_1 entsprechen einer Theilung.

24.

Innere cycloidische Verzahnung. Fig. 10, Taf. II.

R, r die Theilkreise. n a m Zahn des Rades R. n_1 a m_1 Zahn des Rades r. a m, a n_1 hypocycloidische Bögen, Halbmesser der Grundkreise R und r, Halbmesser der Erzeugungskreise, für beide gleich gross, kleiner als $\frac{1}{2}$ r, sonst willkürlich. a m_1, a n epicy-

cloidische Bögen, Halbmesser der Grundkreise r, R, Halbmesser der Erzeugungskreise für beide gleich gross, sonst beliebig.

25.

Verzahnung mit Kreisbögen.

Man erhält auch brauchbare Zahnformen, wenn man die äusseren Theile der Zähne nach passenden Kreisbögen abrundet und die inneren Theile geradlinig und radial macht. Die passenden Abrundungshalbmesser für die äusseren Theile der Zähne findet man vermittelst folgender Formeln:

$$\left(\frac{\varrho}{r}\right) = \frac{n+2}{2(n+1)}\, t$$

$$\left(\frac{\varrho}{R}\right) = \frac{2n+1}{2(n+1)}\, t$$

Dabei bezeichnen:

R, r die Halbmesser der Theilkreise beider Räder,

$n = \frac{R}{r}$ die Uebersetzungszahl, d. h. die Zahl, welche angibt, wie oftmal das kleinere Rad bei einer Umdrehung des grösseren Rades umgehen soll,

t die für beide Räder gleich grosse Zahntheilung,

$\left(\frac{\varrho}{r}\right), \left(\frac{\varrho}{R}\right)$ die Abrundungshalbmesser für die Zähne der Räder r und R.

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in folgender Tabelle enthalten.

n	1	$\frac{5}{4}$	$\frac{4}{3}$	$\frac{3}{2}$	2	4	6	∞
$\frac{\left(\frac{\varrho}{R}\right)}{t}$	0·75	0·78	0·79	0·80	0·83	0·90	0·93	1
$\frac{\left(\frac{\varrho}{r}\right)}{t}$	0·75	0·72	0·71	0·70	0·67	0·60	0·57	0·5

$n = \infty$ entspricht der Zahnstange mit Getriebe. — Es verdient bemerkt zu werden, dass

$$\left(\frac{\varrho}{r}\right) + \left(\frac{\varrho}{R}\right) = \frac{3}{2}\, t$$

Die Verzeichnung der Zähne vermittelst dieser Abrundungshalbmesser erklärt Fig. 1, Taf. III. R, r die Theilkreise der Räder. R_1, r_1 zwei Kreise, deren Halbmesser halb so gross sind, als jene von R und r. $\widehat{aM} = \widehat{aN} = \widehat{am} = \widehat{an} = t$. $\overline{MO} = \overline{NO} = \binom{\varrho}{R}$, $\overline{mo} = \overline{no} = \binom{\varrho}{r}$. Bogen $\widehat{MNP}$ aus O, Bogen $\widehat{mnp}$ aus o beschrieben. CP Tangente an $\widehat{MNP}$, cp Tangente an $\widehat{mnp}$.

Wenn sowohl der äussere als auch der innere Theil der Zähne nach Kreisbögen abgerundet werden soll, so findet man die passenden Abrundungshalbmesser nach folgenden Formeln:

Benennung des Bogens. Fig. 8, Taf. II.	*Abrundungshalbmesser.*
am	$\frac{R + r_1}{R + 2r_1}\, t$
an	$\frac{R - R_1}{R - 2R_1}\, t$
am_1	$\frac{r + R_1}{r + 2R_1}\, t$
an_1	$\frac{r - r_1}{r - 2r_1}\, t$

In diesen Formeln bedeuten:

R, r die Halbmesser der Theilkreise der beiden Räder,

t die Zahntheilung,

R_1, r_1 die Halbmesser zweier Hilfskreise, die an die Bedingung geknüpft sind, dass R_1 kleiner als $\frac{1}{2}$ R und r_1 kleiner als $\frac{1}{2}$ r sein müssen, im Uebrigen aber willkürlich genommen werden können.

26.

Aeussere Evolventen-Verzahnung. Fig. 2, Taf. III.

R, r die Theilkreise der Räder, und zwar $R \gtreqless r$. ab gleich einer Zahntheilung. bo eine gerade radiale Linie. gaf senkrecht auf bo. Og senkrecht auf gaf oder parallel zu bo. R_1, r_1 zwei mit den Halbmessern Og und of beschriebene Kreise. fh Evolvente, die durch Aufwicklung von gf auf R_1 entsteht. ai = af. ik Evolvente, die durch Aufwicklung von if auf r_1 entsteht. Die Evolventenbögen fh und ik sind die gekrümmten Theile der Zähne. Die ge-

raden radialen Theile $h h_1$, $k k_1$ müssen so weit gegen die Mittelpunkte O, o fortgesetzt werden, dass die äusseren krummlinigen Theile hinreichend Spielraum finden.

Zähne, welche auf die so eben angedeutete Weise construirt werden, können im Ganzen durch zwei Theilungen auf einander wirken, und zwar durch eine Theilung vor, und durch eine Theilung nach der Centrallinie O o. Will man, dass die Zähne um mehr oder weniger als eine Theilung vor und nach der Centrallinie auf einander einwirken sollen, so müssen die Längen a b und a i gerade so lang gemacht werden, als die Wege, durch welche die Einwirkung statt finden soll. Wird z. B. a b gleich $1\frac{1}{2}$ und a i gleich $1\frac{2}{3}$ Theilung gemacht, so erhält man eine Verzahnung, die durch $1\frac{1}{2} + 1\frac{2}{3}$ Theilungen wirkt.

27.

Innere Evolventen-Verzahnung. Fig. 3, Taf. III.

Wenn je zwei Zähne durch zwei Theilungen auf einander einwirken sollen, verfährt man wie folgt. Verzeichne die Theilkreise R und r, und am Mittelpunkt o des Getriebes einen Theilungswinkel a o b, ziehe b o, fälle von a aus den Perpendikel a f und verlängere denselben nach beiden Seiten, ziehe O g parallel mit o b und beschreibe mit den Halbmessern o f und O g die Kreise r_1 und R_1. Nun mache man a c = a f und verzeichne die Evolventen c d und c e, die durch Aufwicklung von f c und g c auf r_1 und R_1 entstehen, so sind c d und c e die krummlinigen Theile der Zähne. Für den freien Durchgang der Zähne wird an c d noch ein gerader radialer Theil d d_1, und an e c eine krummlinige Fortsetzung c c_1 angebracht. Sollen die Zähne durch einen Weg s vor, und durch einen Weg s_1 nach der Centrallinie auf einander wirken, so muss c a = s und a f = s_1 gemacht, im Uebrigen aber das gleiche Verfahren befolgt werden.

28.

Eigenschaften der Evolventen-Verzahnung.

Die Evolventen-Verzahnung hat folgende praktisch-wichtige Eigenschaften:

1) Alle mit Evolventenzähnen versehene Räder können, wenn sie nur gleiche Theilung haben, einander richtig bewegen.
2) Die Entfernung der Axen der Räder kann, unbeschadet des richtigen Eingriffs, vermindert oder vermehrt werden, die

Dauer des richtigen Eingriffs wird jedoch dadurch geändert.

3) Evolventenzähne verursachen die geringste Reibung.
4) Evolventenzähne verändern am wenigsten ihre Form durch Abnutzung.
5) Räder mit Evolventenzähnen können auch zur Bewegung von Axen, die sich nicht schneiden und einen Winkel bilden, gebraucht werden.
6) Evolventenzähne können am leichtesten durch Maschinen richtig geschnitten werden.
7) Nachtheilige Eigenschaften sind keine bekannt.

Vermöge dieser Eigenschaften sollten die Evolventenzähne allgemein eingeführt werden.

29.

Allgemeine Verzahnung. Fig. 4, Taf. III.

Wenn der Zahn von einem der beiden Räder beliebig angenommen wird, kann die entsprechende Form des Zahnes des anderen Rades auf folgende Art gefunden werden. Es seien R, r die Theilkreise, a n b ein beliebiger krummliniger Einschnitt, welcher die Form des Zahnes von r sein soll. Um die entsprechende Form des Zahnes von R zu erhalten, nehme man in a b einen beliebigen Punkt n an, ziehe die Normale n m, mache $\widehat{a\,m_1} = \widehat{a\,m}$, ziehe durch m_1 eine gerade Linie, welche den Kreis R unter dem gleichen Winkel schneidet, unter welchem r von n m geschnitten wird, und mache endlich $m_1\,n_1 = m\,n$, so ist n_1 ein Punkt der gesuchten Zahnform. Dieses Verfahren auf mehrere Punkte der Kurve a b angewendet, gibt eine Reihe von Punkten der zu verzeichnenden Zahnkurve. Wie man zu verfahren hat, wenn $a\,n_1$ gegeben und a n gesucht wird, bedarf keiner Erklärung.

30.

Verzahnung der konischen Räder. Fig. 5, Taf. II.

Es seien C A und C a die Axen, C b e, C b f die Grundkegel, C b ihre gemeinschaftliche Berührungslinie. Errichtet man in b auf b C eine Senkrechte S b s, zieht S e und s f und denkt sich die Dreiecke e S b und b s f um C A und C a herum gedreht, so entstehen zwei neue Kegelflächen, und die Linien, in welchen die richtig geformten Zahnflächen geschnitten werden, stimmen annähernd mit den richtigen Formen der Zähne zweier Stirnräder

überein, deren Halbmesser gleich S b und s b sind. Wenn man die Zähne nach Kreisbögen abrunden, demnach das in Nr. 25 angegebene Verfahren anwenden will, muss in den dort aufgestellten Formeln

$$n = \frac{Sb}{sb} = \frac{i + \cos\alpha}{i\cos\alpha + 1}\, i$$

gesetzt werden. Hier bedeutet:

$i = \frac{bO}{bo}$ die Uebersetzungszahl,

α = Winkel A C a.

Stehen die Axen auf einander senkrecht, so ist $\alpha = 90^0$, und dann wird:

$$n = i^2.$$

31.

Die Schraube ohne Ende. Fig. 5, 6, Taf. III.

Bei einer Umdrehung der Schraube legt ein Punkt im Theilkreis des Rades einen Weg zurück, der gleich ist der Höhe eines Schraubenganges. Die Anzahl der Theilungen, um welche das Rad bei einer Umdrehung der Schraube fortrückt, ist demnach gleich der Anzahl der Schraubengänge Bei einer eingängigen Schraube rückt das Rad um eine Theilung weiter, wenn die Schraube einmal um ihre Axe gedreht wird. Die Uebersetzungszahl ist gleich der Anzahl der Zähne des Rades, dividirt durch die Anzahl der Schraubengänge. Die Stärke der Zähne wird nach der zu übertragenden Kraft bestimmt. Die Form der Zähne des Rades und der Gewinde der Schraube erklären Fig. 5 und 6. Fig. 5 ist ein Schnitt mit einer auf der Axe des Rades senkrecht stehenden und durch die Axe der Schraube gehenden Ebene. Die Schnittlinien $m\,n\,p$, $m_1\,n_1\,p_1$ sind wie bei einer Zahnstange, die durch ein Getriebe bewegt wird, zu verzeichnen. Die Schraube wird sowohl für die Verzeichnung als auch für die Ausführung am einfachsten, wenn man den krummen Theil $\widehat{nm}$ weglässt, in welchem Falle jedoch die Linie $m_1\ n_1$ für mehr als eine Theilung construirt werden muss. Wenn die Anordnung zur Uebertragung einer grösseren Kraft dient, wird das Rad mit den Zähnen gegossen. Bei Schrauben ohne Ende, die zu genauen Führungen dienen, werden die Zähne in den metallenen Radkörper eingeschnitten, und die wahren Zahnformen sind die Einhüllungsflächen, welche die Schrau-

bengewinde durch die relative Bewegung gegen das Rad beschreiben.

Gerad-Führungen.

32.

Balancier mit Gegenlenker. Fig. 1, Taf. IV.

Wenn der Balancier und das Verbindungsstück gegeben sind, kann man den Gegenlenker auf folgende Art durch Construction finden. — Verzeichne den Balancier in der höchsten, mittleren und tiefsten Stellung, ziehe a_1 a_2, halbire a e und ziehe durch m eine auf a C senkrechte Linie y x, so ist diese die Mittellinie der Kolbenstange. Nun zeichne man das Verbindungsstück in der höchsten a_1 b_1 c_1, mittleren a b c und tiefsten Stellung a_2 b_2 c_2 und zwar so, dass b_1, b, b_2 in x y liegen. Sucht man endlich den Mittelpunkt o des Kreises, der durch die Punkte c_1, c, c_2 geht, so hat man den Drehungspunkt des Gegenlenkers, und o c_1 = o c = o c_2 ist die Länge desselben.

Setzt man a C = a, a b = b, b c = c, o c = r, $\widehat{a_1 C a} = \alpha$, so findet man die Länge des Gegenlenkers durch folgende Formel:

$$r = \frac{a}{2}\left[\frac{b}{c}(1 + \cos\alpha) + \frac{c}{b}(1 - \cos\alpha)\right]$$

Wenn r und a gegeben sind und $\frac{b}{c}$ gesucht werden soll, hat man:

$$\frac{b}{c} = \frac{1}{1 + \cos\alpha}\left[\frac{r}{a} + \sqrt{\left(\frac{r}{a}\right)^2 - \sin^2\alpha}\right]$$

Ist der Winkel α nicht grösser, als ungefähr 30°, so hat man auch annähernd:

$$\frac{b}{c} = \frac{r}{a}$$

33.

Das Watt'sche Parallelogramm für Landmaschinen. Fig. 2, Taf. IV.

Wenn der Balancier C b und die Abmessungen des Parallelogramms a b c d gegeben sind, findet man den Gegenlenker o d durch Construction, wie folgt.

Verzeichne das Parallelogramm in der höchsten, mittleren und tiefsten Stellung, und zwar so, dass die Punkte c_1, c, c_2 in die Vertikallinie x y fallen, welche durch den Halbirungspunkt m von b n geht, und suche den Mittelpunkt o des Kreises, der durch die Punkte d_1, d, d_2 gezogen werden kann; dann ist o der Drehungspunkt und $o d_1 = o d = o d_2$ die Länge des Gegenlenkers.

Setzt man $C b = a$, $C a = b$, $o d = r$, $\widehat{b_1 C b} = \alpha$, so hat man zur Berechnung des Gegenlenkers die Formel:

$$r = \frac{b}{2}\left[\frac{b}{a-b}(1 + \cos\alpha) + \frac{a-b}{b}(1 - \cos\alpha)\right]$$

Wenn a und r gegeben sind und b zu suchen ist, hat man annähernd:

$$r = \frac{b^2}{a-b} \text{ und } b = -\frac{r}{2} + \sqrt{\frac{r^2}{4} + a r}$$

Wenn a und $b + r = e$ gegeben und b, so wie r zu suchen sind, hat man annähernd:

$$b = \frac{a e}{a + e}, \quad r = \frac{e^2}{a + e}$$

Nebst dem Punkt c_1 wird auch jeder andere Punkt, z. B. f und g der Linie c_1 C geradlinig geführt, wenn man f und g durch Verbindungsstücke h i und a_1 d_1, die zu c_1 b_1 parallel sind, mit dem Parallelogramm in Zusammenhang bringt. Hierdurch ist also ein Mittel geboten, eine beliebige Anzahl von Kolbenstangen geradlinig zu führen.

34.

Das Watt'sche Parallelogramm für Schiffsmaschinen. Fig. 3, Taf. IV.

Ist der Balancier C b und das Parallelogramm gegeben, so findet man den Gegenlenker o d wie folgt. Verzeichne das Parallelogramm in der höchsten, mittleren und tiefsten Stellung, und zwar so, dass die Punkte e_1, e, e_2 (die drei Stellungen der Traverse) in die durch den Halbirungspunkt m von b n gehende Vertikallinie (Axe der Kolbenstange) fallen. Sucht man sodann den Mittelpunkt o des Kreises, der durch die drei Punkte d_1, d, d_2 gezogen werden kann, so ist o der Drehungspunkt und o d die Länge des Gegenlenkers.

Nennt man: C b = a, C a = b, b c = c, b e = d, o d = r, $\widehat{b_1 \, C b} = \alpha$, so hat man zur Berechnung der Länge des Gegenlenkers die Formel:

$$r = \frac{b}{2}\left[\frac{b}{\frac{c}{d}a - b}(1 + \cos\alpha) + \frac{\frac{c}{d}a - b}{b}(1 - \cos\alpha)\right]$$

Annähernd ist auch:

$$r = \frac{b^2}{\frac{c}{d}a - b}$$

Wenn r, a, $\frac{c}{d}$ gegeben und b zu suchen wäre, hätte man annähernd

$$b = -\frac{r}{2} + \sqrt{\frac{r^2}{4} + \frac{c}{d}\,a\,r}$$

Wenn b + r = e, a, $\frac{c}{d}$ gegeben und b sowie r zu suchen wäre, hätte man annähernd:

$$b = \frac{\frac{c}{d}\,a\,e}{e + \frac{c}{d}\,a}, \quad r = \frac{e^2}{e + \frac{c}{d}\,a}$$

35.

Balancier ohne Drehungsaxe. Fig. 4, Taf. VI.

$C c_1$ eine um C drehbare Stütze. $c_1 \, a_1$ der Balancier, in welchem bei a_1 die geradlinig auf- und niedergehende Kolbenstange und bei b_1 ein Gegenlenker, der sich um o dreht, eingehängt ist. Um den Gegenlenker durch Construction zu finden, zeichne man die Anordnung in der höchsten, mittleren und tiefsten Stellung und bestimme den Mittelpunkt o des Kreises, der durch die drei Punkte b_1, b, b_2 geht; dann ist o der Einhängepunkt und b o die Länge des Gegenlenkers.

Setzt man $c_1 \, a_1 = a$, $c_1 \, b_1 = b$, $o \, b_1 = r$, $\widehat{a_1 \, c_1 \, o} = \alpha$, so hat man zur Berechnung der Länge des Gegenlenkers die Formel:

$$r = \frac{b}{2}\left[\frac{b}{a - b}(1 + \cos\alpha) + \frac{a - b}{b}(1 - \cos\alpha)\right]$$

Oder annähernd:

$$r = \frac{b^2}{a - b}$$

Ist $b + r = e$ und a gegeben, so findet man annähernd:

$$b = \frac{a\,e}{a + e},\ r = \frac{e^2}{a + e}$$

36.

Anmerkung.

Die Vorrichtungen Fig. 1, 2, 3, 4 bringen keine mathematisch genaue Geradführung hervor, der Fehler ist jedoch, wenn der Ablenkungswinkel α nicht mehr als 30^0 beträgt, von keinem merklichen Nachtheil.

ZWEITER ABSCHNITT.

Festigkeit der Materialien.

(In diesem Abschnitt sind alle Abmessungen in Centimetern ausgedrückt.)

37.

Absolute Festigkeit.

Wir nehmen als Maass der absoluten Festigkeit eines Materials die Kraft in Kilogrammen, welche im Stande ist, einen Stab von einem Quadrat-Centimeter Querschnitt zu zerreissen.

Nennt man:

$\mathfrak{A}$ die absolute Festigkeit des Materials, aus welchem ein Stab von gleichem Querschnitt besteht,

a den Querschnitt des Stabes,

K die Kraft in Kilogrammen, welche das Abreissen des Stabes zu bewirken vermag,

so ist:

$$K = \mathfrak{A}\,a,\; a = \frac{K}{\mathfrak{A}},\; \mathfrak{A} = \frac{K}{a}$$

Die Werthe von $\mathfrak{A}$ für die in der Praxis vorzugsweise angewendeten Materialien sind in der Tabelle Nr. 57 angegeben.

38.

Berechnung der Elastizitätsmomente verschiedener Querschnittsformen. Taf. V.

Das Elastizitätsmoment eines Querschnittes (d. h. die Summe der statischen Momente aller Spannungen und Pressungen, die in einem Querschnitt eines Stabes in Folge einer Biegung desselben

entstanden sind) wird gefunden, wenn man die auf 1 Quadrat-Centimeter bezogene Spannung der am stärksten ausgedehnten Faser mit einem gewissen von den Querschnittsdimensionen abhängigen Ausdruck multiplizirt.

Nennt man:

M das Elastizitätsmoment eines Querschnittes in dem so eben angegebenen Sinn,

𝔅 die auf einen Quadrat-Centimeter bezogene grösste Spannung, welche in dem Querschnitt vorkommt,

E den erwähnten von den Querschnittsdimensionen des Stabes abhängigen Ausdruck,

z die Entfernung der am stärksten gespannten Faser von der (durch den Schwerpunkt des Querschnittes gehenden) neutralen Faser (d. h. von derjenigen Faser, in welcher weder Ausdehnung noch Zusammenpressung stattfindet),

so ist:

$$M = \mathfrak{B}\, E$$

Die Werthe von E und z für die verschiedenen Querschnittsformen, welche in der Anwendung gebraucht werden, sind auf Tafel V. zusammengestellt. Dabei ist angenommen, dass oben Ausdehnung, unten Zusammendrückung stattfindet.

39.

Festigkeit stabförmiger Körper gegen das Abbrechen.

In den folgenden Formeln bedeutet:

𝔅 die auf 1 Quadrat-Centimeter bezogene grösste Spannung, welche in dem Stab vorkommt,

𝔅E das Elastizitätsmoment, welches dem Querschnitt entspricht, in welchem die grösste Spannung stattfindet, wobei für E derjenige von den auf Tafel V. zusammengestellten Ausdrücken zu setzen ist, welcher der Querschnittsform des Stabes entspricht,

p das Gewicht des Stabes in Kilogrammen.

Es ist

a) wenn der Stab an dem einen Ende fest gehalten und am andern Ende belastet ist:

Fig. 5, Taf. IV. $\mathfrak{B}E = P\,l + \frac{1}{2}\,p\,l$

b) wenn der Stab mit beiden Enden aufliegt und in der Mitte belastet ist:

Fig. 6, Taf. IV. $\mathfrak{B}E = P\,l + \frac{1}{4}\,p\,l$

c) wenn die Last 2 P um c und c_1 von den Unterstützungspunkten entfernt ist:

$$\text{Fig. 7, Taf. IV. } \mathfrak{B}\,E = \frac{c\,c_1}{l}\left(P + \frac{1}{4}\,p\right)^{*)}$$

d) wenn in einer Entfernung c von jedem Unterstützungspunkte eine Last P wirkt:

$$\text{Fig. 8, Taf. IV. } \mathfrak{B}\,E = P\,c + \frac{p\,l}{4}$$

e) wenn eine Last 2 P auf eine Länge 2 e auf dem Stab gleichförmig vertheilt ist, und der Schwerpunkt der Last um c und c_1 von den beiden Unterstützungspunkten entfernt ist:

$$\text{Fig. 9, Taf. IV. } \mathfrak{B}\,E = P\left(\frac{c\,c_1}{l} - \frac{e}{2}\right) + \frac{p}{4}\,\frac{c\,c_1}{l}^{**)}$$

Will man vermittelst dieser Formeln die Last berechnen, bei welcher ein stabförmiger Körper abbricht, so muss in denselben

---

*) Diese Gleichung entspricht der Voraussetzung, dass die grösste Spannung in dem Querschnitte stattfindet, in welchem die Last 2 P angreift. Es ist dies dann der Fall, wenn $\frac{2\,P}{p} \geqq \frac{l-c}{c}$ ist, unter c den kleineren der beiden Abstände c und c_1 verstanden. G.

**) Diese Gleichung ist eine Näherungsformel, entsprechend der Voraussetzung, dass die grösste Spannung in dem Querschnitte stattfindet, in welchem der Schwerpunkt der Last 2 P liegt. Streng genommen liegt dieser der grössten Spannung entsprechende Querschnitt, unter c den kleineren der beiden Abstände c und c_1 verstanden, in der Entfernung

$$x = \frac{(2\,P + p)\,(l - c)}{2\,P\,l + p\,e}\,e$$

von dem Schwerpunkte der Last gegen den um c_1 davon entfernten Unterstützungspunkt hin, vorausgesetzt, dass er überhaupt noch in der belasteten Strecke 2 e des Stabes liegt, was die Erfüllung der Bedingung

$$\frac{2\,P}{p} \geqq \frac{l - c - e}{c}$$

erfordert. In diesem Falle ist streng genommen zu dem im Text angeführten Ausdrucke von $\mathfrak{B}$ E noch das Glied

$$\frac{(2\,P + p)^2\,(l - c)^2}{2\,P\,l + p\,e}\;\frac{e}{4\,l}$$

hinzuzufügen. Mit p = o wird dann z. B.

$$\mathfrak{B}\,E = P\,\frac{c\,c_1}{l}\left(1 - \frac{e}{2\,l}\right).$$

G.

für $\mathfrak{B}$ der Brechungs-Coeffizient gesetzt werden, welcher dem Materiale entspricht, aus welchem der Stab besteht. Will man hingegen die Querschnittsdimensionen berechnen, welche ein stabförmiger Körper erhalten muss, um mit Sicherheit eine gegebene Last tragen zu können, so muss man in jenen Formeln für $\mathfrak{B}$, je nach Umständen, den fünften, zehnten oder sogar nur den zwanzigsten Theil von dem Brechungs-Coeffizienten in Rechnung bringen.

Für Maschinenconstructionen darf in der Regel nur der zehnte Theil dieses Coeffizienten genommen werden. Die Brechungs-Coeffizienten für die verschiedenen Materialien sind in der Tabelle Nr. 57 in der mit $\mathfrak{B}$ überschriebenen Vertikalcolumne zusammengestellt.

40.

Festigkeit der Körper gegen das Zerdrücken

Wenn die Dimension eines Körpers nach der Richtung des Druckes klein ist im Vergleich mit den darauf senkrechten Abmessungen, so ist die Kraft, welche das Zerdrücken des Körpers bewirkt, unabhängig von der Länge und proportional dem Querschnitt.

Die Festigkeits-Coeffizienten findet man in Nr. 58.

41.

Rückwirkende Festigkeit langer stabförmiger Körper. Fig. 10, Taf. IV.

Nennt man:

l die Länge des Stabes,

P diejenige Belastung, bei welcher der Stab eine bleibende Biegung annimmt,

k die auf die Biegungslinie des Stabes senkrechte Dimension seines Querschnittes,

ε den Modulus der Elastizität des Materials, aus welchem der Stab besteht (Tabelle Nr. 57),

E denjenigen von den auf Tafel V. zusammengestellten Ausdrücken, welcher der Querschnittsform des Stabes entspricht,

$\pi = 3{\cdot}142$ die *Ludolph*'sche Zahl,

so ist für einen Stab, der sich in allen seinen Theilen frei biegen kann und nach seiner Länge gedrückt wird:

a) für jede Querschnittsform, bei welcher der Schwerpunkt in der Mitte der Dimension k liegt:

$$P = \frac{\varepsilon}{2} \pi^2 E \frac{k}{l^2}$$

b) für einen cylindrischen Stab von dem Durchmesser d:

$$P = \frac{\varepsilon}{16} \pi^2 \left(\frac{d}{l}\right)^2 \left(\frac{d^2 \pi}{4}\right)$$

c) für einen hohlen cylindrischen Stab, d der äussere, d_1 der innere Durchmesser:

$$P = \frac{\varepsilon}{16} \pi^2 \frac{d^2 + d_1^2}{l^2} (d^2 - d_1^2) \frac{\pi}{4} = \frac{\varepsilon}{64} \pi^3 \frac{d^4 - d_1^4}{l^2}$$

d) für einen Stab mit rechtwinklichem Querschnitt:

$$F = \frac{\varepsilon}{12} \pi^2 \frac{b h^3}{l^2}$$

wobei h die kleinere, b die grössere Querschnitts-Dimension des Stabes bezeichnet.

Bei den Maschinen sind die auf rückwirkende Festigkeit in Anspruch genommenen Theile so stark gemacht, dass erst bei einer Last, die 10, 20, 50 Mal grösser ist, als diejenige, welcher sie wirklich zu widerstehen haben, eine bleibende Biegung eintreten würde. Wenn man also mit den so eben aufgestellten Formeln mit der Praxis übereinstimmende Dimensionen erhalten will, so muss in denselben für P eine Last in Rechnung gebracht werden, die 10, 20, 50 Mal grösser ist, als diejenige, welcher der Körper wirklich ausgesetzt ist.

42.

Festigkeit stabförmiger Körper gegen das Verwinden.

Nennt man:

P die Kraft in Kilogrammen, welche das Verwinden bewirkt,

R in Centimetern die Länge des Hebelarmes, an welchem P wirkt,

T einen von der Natur des Materials, aus welchem der Stab besteht, abhängigen Coeffizienten, durch welchen die an der Oberfläche des verwundenen Stabes stattfindende grösste Spannung der Fasern gemessen wird, so ist:

a) für cylindrische Stäbe vom Durchmesser d:

$$P R = T \frac{\pi}{16} d^3$$

b) für einen hohlen Cylinder, d der äussere, d_1 der innere Durchmesser:

$$P R = T \frac{\pi}{16} \frac{d^4 - d_1^4}{d}$$

c) für einen Stab, dessen Querschnitt ein Rechteck mit den Seiten b und h:

$$P\,R = \frac{T}{6}\,b\,h\,\sqrt{b^2 + h^2}$$

d) für einen Stab, dessen Querschnitt ein Quadrat, b die Seite:

$$P\,R = T\,\frac{b^3}{3\sqrt{2}}$$

e) für einen Stab von irgend einem Querschnitt:

$$P\,R = \frac{T}{a}\,\Sigma\,f\,x^2\,{}^{*)}$$

wobei $\Sigma f x^2$ das Trägheitsmoment des Querschnittes in Bezug auf eine Axe bedeutet, die durch den Schwerpunkt des Querschnittes geht und auf dessen Ebene senkrecht steht, wobei ferner a den Abstand des vom Schwerpunkt des Querschnittes entferntesten Punktes des Umfanges bedeutet.

Will man mit diesen Formeln das statische Moment berechnen, welches erforderlich ist, um einen Stab abzuwinden, so muss für T der dem Materiale entsprechende Werth der Tabelle Nr. 57 in Rechnung gebracht werden. Will man dagegen vermittelst obiger Formeln die Dimensionen von Axen oder Wellen so bestimmen, dass sie mit Sicherheit einem gegebenen Torsionsmoment zu widerstehen vermögen, so darf man für T nur den zehnten, zwanzigsten oder dreissigsten Theil der Coeffizienten in Rechnung bringen, welche die Tabelle Nr. 57 enthält.

43.

Dicke cylindrischer und kugelförmiger Gefässwände.

Es sei:

D der innere Durchmesser in Centimetern eines cylindrischen oder kugelförmigen Gefässes,

*) Diese allgemeine Näherungsformel entspricht der Voraussetzung, dass die in den verschiedenen Punkten des Querschnitts hervorgerufenen inneren Kräfte (Schubkräfte) rechtwinkelig gegen die Verbindungslinien dieser Punkte mit dem Schwerpunkte des Querschnitts gerichtet seien. Eine genauere Untersuchung lehrt, dass diese Voraussetzung nur für die unter a) und b) genannten Querschnittsformen zutrifft; für den rechteckigen Querschnitt ergibt sie insbesondere:

$$P\,R = \frac{2}{9}\,T\,b^2\,h,\ \text{falls}\ b \leqq h;$$

also für den quadratischen Querschnitt:

$$P\,R = \frac{2}{9}\,T\,b^3.$$

G.

δ die Wanddicke desselben in Centimetern,

p_0 die Pressung der Flüssigkeit im Innern des Gefässes auf einen Quadrat-Centimeter,

p_1 die Pressung des äusseren Mediums gegen einen Quadrat-Centimeter der äusseren Fläche des Gefässes,

$\mathfrak{A}$ die auf einen Quadrat-Centimeter bezogene Spannung, welche an der innern Fläche des Gefässes eintreten darf,

so hat man zur Bestimmung der Wanddicke folgende Regeln: *)

a) für cylindrische Gefässe:

1) genau $$\delta = \frac{D}{2}\left[\sqrt{\frac{\mathfrak{A} + p_0}{\mathfrak{A} + 2p_1 - p_0}} - 1\right]$$

2) annähernd $$\delta = \frac{D}{2}\left(\frac{p_0 - p_1}{\mathfrak{A} + 2p_1 - p_0}\right)$$

b) für kugelförmige Gefässe:

1) genau $$\delta = \frac{D}{2}\left[\sqrt[3]{\frac{2(\mathfrak{A} + p_0)}{2\mathfrak{A} + 3p_1 - p_0}} - 1\right]$$

2) annähernd $$\delta = \frac{D}{2}\left(\frac{p_0 - p_1}{2\mathfrak{A} + 3p_1 - p_0}\right)$$

Um eine Metalldicke so zu bestimmen, dass ein Gefäss mit Sicherheit einem innern Druck zu widerstehen vermag, muss man

---

*) Wenn mit der Spannung oder Pressung, welche in einem gewissen Punkte nach einer gewissen Richtung stattfindet, nach derselben Richtung die Ausdehnung resp. Zusammendrückung $= \alpha$ verbunden ist, so wird dadurch zugleich nach irgend einer dazu senkrechten Richtung die Zusammendrückung resp. Ausdehnung $= \frac{1}{m}\alpha$ bedingt, wo $m = 3$ bis 4 ist. Die im Text angeführten Formeln entsprechen der Voraussetzung $m = \infty$. Mit endlichen Werthen von m ist dagegen, wenn $p_1 =$ Null gesetzt wird,

a) für cylindrische Gefässe:

$$\delta = \frac{D}{2}\left[\sqrt{\frac{m\mathfrak{A} + (m-1)p_0}{m\mathfrak{A} - (m+1)p_0}} - 1\right]$$

b) für kugelförmige Gefässe:

$$\delta = \frac{D}{2}\left[\sqrt[3]{\frac{2m\mathfrak{A} + 2(m-2)p_0}{2m\mathfrak{A} - (m+1)p_0}} - 1\right].$$

Uebrigens setzen alle diese Formeln für cylindrische Gefässe voraus, dass unter der Einwirkung des inneren Ueberdrucks in allen Querschnitten eine gleiche Deformation, sowie auch dass nach der Richtung der Axe keine Spannung stattfindet, was streng genommen nur bei Röhren zutreffen kann, die an beiden Enden offen sind. G.

in diesen Formeln einen aliquoten Theil von dem Coeffizienten der absoluten Festigkeit des Materials in Rechnung bringen.

44.

Ausdehnung und Zusammendrückung von Stäben.

Nennt man:
l die natürliche Länge eines Stabes,
a den Querschnitt desselben,
P die ausdehnende oder zusammendrückende Kraft in Kilogrammen,
e die durch P hervorgebrachte Verlängerung oder Verkürzung des Stabes,
ε den Modulus der Elastizität des Materials, aus welchem der Stab besteht (Tabelle Nr. 57), d. h. die Kraft, welche nothwendig wäre, um einen Stab von 1 Quadrat-Centimeter Querschnitt noch einmal so lang zu machen, als er ursprünglich im natürlichen Zustand ist,

so ist, wenigstens für nicht zu starke Ausdehnungen oder Zusammenpressungen:

$$e = \frac{P}{a} \frac{l}{\varepsilon}, \quad \frac{P}{a} = \varepsilon \frac{e}{l}$$

Biegung stabförmiger Körper.

45.

Biegung eines Stabes, der an dem einen Ende gehalten und am andern Ende belastet ist. Fig. 11, Taf. IV.

Es sei:
P die Belastung am freien Ende des Stabes,
l die ganze Länge des Stabes,
f die Senkung des freien Endes,
α der Winkel, den die an das Ende des Stabes gezogene Tangente mit der ursprünglichen Richtung desselben bildet,
ε der Modulus der Elastizität des Materials, aus welchem der Stab besteht (Tabelle Nr. 57),
E derjenige von den auf Tafel V. zusammengestellten Ausdrücken, welcher der Querschnittsform des Stabes entspricht,
$x = C n$, $y = m n$ die Coordinaten irgend eines Punktes der durch die Belastung krumm gewordenen neutralen Faser,

z die Entfernung der neutralen Faser von der am stärksten ausgedehnten Faser.

Dies vorausgesetzt, ist, wenn das Gewicht des Stabes vernachlässigt wird:

$$y = \frac{P}{2 \varepsilon E z} (l^2 x - \frac{1}{3} x^3)$$

$$f = \frac{1}{3} \frac{P l^3}{\varepsilon E z}$$

$$\tang \alpha = \frac{P l^2}{2 \varepsilon E z} = \frac{3}{2} \frac{f}{l}$$

46.

Biegung eines auf zwei Stützen liegenden in der Mitte belasteten Stabes. Fig. 12, Taf. IV.

Es sei:

2 l die ganze Länge des Stabes,

2 P die Belastung,

ε, E, z wie im vorhergehenden Fall,

f = C D die Senkung der neutralen Faser in der Mitte,

B n = x, m n = y die Coordinaten eines beliebigen Punktes der gebogenen neutralen Faser,

α der Winkel, den die zu A und B gezogenen Tangenten gegen A B bilden.

Dies vorausgesetzt, ist:

$$y = \frac{P}{2 \varepsilon E z} (l^2 x - \frac{1}{3} x^3)$$

$$f = \frac{1}{3} \frac{P l^3}{\varepsilon E z}$$

$$\tang \alpha = \frac{P l^2}{2 \varepsilon E z} = \frac{3}{2} \frac{f}{l}$$

47.

Biegung eines Stabes, der auf zwei Stützpunkte gelegt und durch eine Kraft 2 P *belastet ist, deren Angriffspunkt von den Stützpunkten um* c *und* c_1 *entfernt ist.* Fig. 13, Taf. IV.

Es sei:

2 P die Last,

2 l die Entfernung der Stützpunkte,

c, c_1 die Entfernung der Last von den Stützpunkten,

ε, E, z wie in Nr. 45,

$A n = x$, $m n = y$ Coordinaten eines Punktes m zwischen A und C,

$B n_1 = x_1$, $m_1 n_1 = y_1$ Coordinaten eines Punktes m_1 zwischen B und C,

$f = DC$ die Senkung der neutralen Faser bei C,

α, α_1 die Neigungen der neutralen Faser bei A und B gegen AB.

Wenn das eigene Gewicht des Stabes nicht berücksichtigt wird, hat man:

$$y = \frac{P}{\varepsilon E z} \frac{c_1}{6l} \left[c (2 c_1 + c) x - x^3\right]$$

$$y_1 = \frac{P}{\varepsilon E z} \frac{c}{6l} \left[c_1 (2 c + c_1) x_1 - x_1^3\right]$$

$$f = \frac{P}{\varepsilon E z} \frac{c^2 c_1^2}{3l}$$

$$\text{tang } \alpha = \frac{P}{\varepsilon E z} \frac{c c_1 (2 c_1 + c)}{6l}$$

$$\text{tang } \alpha_1 = \frac{P}{\varepsilon E z} \frac{c c_1 (2 c + c_1)}{6l}$$

Wenn $c > c_1$ ist, wird die Tangente an die Kurve parallel mit AB für

$$x = \sqrt{\frac{1}{3} c (2 c_1 + c)}$$

und die entsprechende Senkung ist:

$$y = \frac{P}{\varepsilon E z} \frac{c_1}{l} \frac{1}{9\sqrt{3}} \left[c (2 c_1 + c)\right]^{\frac{3}{2}}$$

48.

Biegung eines Stabes unter folgenden Umständen. Fig. 14, Taf. IV.

Das Ende A frei und mit P belastet. Das Ende B befestiget. Auf der ganzen Länge eine Last P_1 gleichförmig vertheilt.

Bezeichnungen wie in Nr. 45, $A n = x$, $m n = y$.

$$y = \frac{1}{\varepsilon E z} \left[\frac{1}{2} \left(P + \frac{1}{3} P_1\right) l^2 x - \frac{1}{6} P x^3 - \frac{1}{24} P_1 \frac{x^4}{l}\right]$$

$$f = \frac{1}{3} \frac{(P + \frac{3}{8} P_1) l^3}{\varepsilon E z}$$

$$\text{tang } \alpha = \frac{(P + \frac{1}{3} P_1) l^2}{2 \varepsilon E z}$$

49.

Biegung eines Stabes unter folgenden Umständen. Fig. 15, Taf. IV.

Der Stab liege bei A und B auf Stützpunkten, in der Mitte hänge eine Last 2 P, und auf seiner ganzen Länge sei eine Last $2 P_1$ gleichförmig vertheilt.

Bezeichnungen wie in Nr. 46, A n = x, m n = y.

$$y = \frac{1}{2 \varepsilon E z} \left[\left(P + \frac{2}{3} P_1\right) l^2 x - \frac{1}{3} (P + P_1) x^3 + \frac{1}{12} P_1 \frac{x^4}{l} \right]$$

$$f = \frac{l^3}{2 \varepsilon E z} \left(\frac{2}{3} P + \frac{5}{12} P_1 \right)$$

$$\text{tang } \alpha = \frac{l^2}{2 \varepsilon E z} \left(P + \frac{2}{3} P_1 \right)$$

50.

Berechnung des Torsionswinkels stabförmiger Körper.

Nennt man:

M das statische Moment der Kraft, durch welche ein Stab gedreht wird (die Kraft in Kilogrammen, den Hebelarm, an welchem sie wirkt, in Centimetern ausgedrückt),

l die Länge des Stabes in Centimetern,

Θ den in Graden ausgedrückten Torsionswinkel,

G das statische Kraft-Moment, welches einen cylindrischen Stab von 1 Quadrat-Centimeter Querschnitt und von 1 Centimeter Länge um 360° zu drehen vermag,

so ist:

a) für cylindrische Stäbe (Durchmesser = d)

$$\Theta = 32 \frac{M}{G} l \frac{180}{d^4 \pi^2}$$

b) für einen quadratischen Stab (a Seite des Quadrats)

$$\Theta = 6 \frac{M}{G} l \frac{180}{a^4 \pi}$$

c) für einen parallelepipedischen Stab (a, b Seiten des Querschnittes)

$$\Theta = 3 \frac{M}{G} l \frac{a^2 + b^2}{a^3 b^3} \frac{180}{\pi}$$

Die Werthe von G sind im Allgemeinen gleich 0·4 ε und befinden sich in der Tabelle Nr. 57 zusammengestellt.

Körperformen von gleicher Festigkeit.

51.

Körper von gleicher absoluter Festigkeit.

Kurze Stäbe, deren Gewicht im Vergleich zu der sie ausdehnenden Kraft nicht gross ist, erhalten nach ihrer ganzen Ausdehnung gleiche Festigkeit gegen das Abreissen, wenn 1) alle Querschnitte gleiche Grösse haben, 2) wenn die aufeinander folgenden Querschnitte sowohl hinsichtlich ihrer Form als auch hinsichtlich ihrer Stellung stetig in einander übergehen oder vollkommen übereinstimmen. Sehr lange Stäbe, deren Gewicht im Vergleich zu der sie dehnenden Kraft bedeutend gross ist, erhalten in allen Querschnitten gleiche Festigkeit, wenn sie nach folgender Regel geformt werden.

Nennt man Fig. 16, Taf. IV:

P die an den Stab gehängte Last,

γ das Gewicht von 1 Cubik-Centimeter des Materials, aus welchem der Stab besteht,

$\mathfrak{A}$ die Spannung per 1 Quadrat-Centimenter, welche in der ganzen Ausdehnung des Stabes herrschen soll,

e = 2·718 die Basis der natürlichen Logarithmen,

Ω den Querschnitt des Stabes in einer Höhe x oberhalb seines unteren Endes,

so hat man zur Bestimmung der Form des Stabes die Gleichung:

$$\Omega = \frac{P}{\mathfrak{A}} e^{\frac{\gamma}{\mathfrak{A}} x}$$

52.

Körper von gleicher Festigkeit gegen das Abbrechen.

Bei den folgenden Körperformen von gleicher Festigkeit gegen das Abbrechen wird das eine Ende befestigt, das andere Ende frei und belastet angenommen. Das Gewicht des Körpers wird vernachlässigt.

Fig. 1, Taf. VI. Breite des Körpers überall gleich b. Höhe des Körpers an der Befestigungsstelle $BC = h$. Zur Bestimmung von h hat man die Gleichung:

$$P\,l = \frac{\mathfrak{B}}{6}\,b\,h^2$$

Die Linie CmA ist eine quadratische Parabel, die nach dem in Nr. 1 angegebenen Verfahren verzeichnet werden kann, wenn einmal die Dimensionen bekannt sind.

Fig. 2, Tafel VI. Breite des Körpers überall gleich b. Zur Bestimmung der Höhe $BB_1 = h$ hat man die Gleichung:

$$P\,l = \frac{\mathfrak{B}}{6}\,b\,h^2$$

Die krumme Linie BAB_1 ist eine quadratische Parabel, die nach dem in Nr. 1 angegebenen Verfahren verzeichnet werden kann.

Fig. 3 und Fig. 4, Tafel VI. sind zwei Körper, die annähernd eine gleiche Festigkeit darbieten. Die Breite ist bei jedem derselben überall gleich b. Zur Bestimmung von b oder $BB_1 = h$ hat man die Gleichung:

$$P\,l = \frac{\mathfrak{B}}{6}\,b\,h^2$$

Für den Querschnitt am freien Ende ist zu nehmen:

$$AA_1 = \frac{1}{2}\,h$$

$$\text{Breite} = b$$

Fig. 5, Taf. VI. Alle Querschnitte sind geometrisch-ähnliche Rechtecke. Zur Bestimmung der Form des Körpers hat man:

$$P\,l = \frac{\mathfrak{B}}{6}\,b\,h^2,\; y = h\sqrt[3]{\frac{x}{l}},\; z = b\sqrt[3]{\frac{x}{l}}$$

Die Linien BAB_1 und DAD_1 sind kubische Parabeln.

Fig. 6, Taf. VI. ist eine Annäherungsform an den vorhergehenden Körper. Zur Bestimmung von $DD_1 = b$ oder $BB_1 = h$ hat man die Gleichung:

$$P\,l = \frac{\mathfrak{B}}{6}\,b\,h^2$$

Die Querschnittsdimensionen des freien Endes sind:

$$A A_1 = \frac{2}{3} b, \; E E_1 = \frac{2}{3} b$$

Fig. 7, Tafel VI. ist ein Rotationskörper von gleicher Festigkeit. Zur Bestimmung des Durchmessers $B B_1 = d$ hat man die Gleichung:

$$P l = \frac{\pi}{32} \mathfrak{B} d^3$$

Die Linie $B A B_1$, durch deren Umdrehung die Rotationsfläche entsteht, ist eine kubische Parabel, und es ist:

$$y = d \sqrt[3]{\frac{x}{l}}$$

Fig. 8, Taf. VI. ist ein abgestumpfter Kegel, welcher eine Annäherung an die vorhergehende Form bildet, wenn man nimmt:

$$A A_1 = \frac{2}{3} B B_1.$$

53.

Körper von gleicher rückwirkender Festigkeit

Fig. 17, Tafel IV. werden auf folgende Art erhalten: Man bestimme nach Nr. 41 den mittleren Querschnitt des Körpers. Ist h irgend eine Dimension desselben, so findet man die analoge Dimension z in einem beliebigen Querschnitt, welcher von dem Ende des Stabes um x entfernt ist, durch folgenden Ausdruck:

$$\frac{x}{l} = \frac{2}{\pi} \left[\text{Arc. sin} \frac{z}{h} - \frac{z}{h} \sqrt{1 - \left(\frac{z}{h}\right)^2} \right]$$

Annähernd erhält man Körperformen von gleicher rückwirkender Festigkeit, wenn man an den Enden Querschnitte annimmt, die mit dem mittleren geometrisch ähnlich, aber im Verhältniss 7 : 10 linear kleiner sind, und sodann die zusammengehörigen Punkte der drei Querschnitte durch schwach gekrümmte Linien verbindet *).

*) Bei der Ableitung obiger Beziehung zwischen x und z, derzufolge für $x = 0$ auch $z = 0$ wäre, ist nur auf diejenigen Spannungen und Pressungen Rücksicht genommen worden, welche durch die Biegung des Stabes bedingt werden. Eine andere Untersuchung (Grashof, Festigkeitslehre, Nr. 152), welche auch die von der Biegung unabhängige Pressung berücksichtigt, ergiebt das der Aufgabe entsprechende Verjüngungsverhältniss als eine Function der verhältnissmässigen Länge des Stabes.

54.

Vergleichung zwischen verschiedenen Querschnittsformen. Taf. V.

Ein runder und ein viereckiger Querschnitt haben gleiche relative Festigkeit, wenn:

$$\frac{h}{d} = \sqrt[3]{\frac{\pi}{32} 6\left(\frac{h}{b}\right)}$$

Für

$\frac{h}{b} =$	$\frac{1}{3}$	$\frac{2}{5}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{4}{5}$	1	$\frac{5}{4}$	$\frac{3}{2}$	2	$\frac{5}{2}$	3
wird $\frac{h}{d} =$	0·581	0·618	0·665	0·732	0·778	0·838	0·903	0·960	1·056	1·138	1·209

h die mit der biegenden Kraft parallele Dimension des Querschnittes.

Ein runder und ein elliptischer Querschnitt haben gleiche relative Festigkeit, wenn:

$$\frac{h}{d} = \sqrt[3]{\frac{h}{b}}$$

Für $\frac{h}{b} =$	$\frac{1}{3}$	$\frac{2}{5}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{4}{5}$	1	$\frac{5}{4}$	$\frac{3}{2}$	2	$\frac{5}{2}$	3
wird $\frac{h}{d} =$	0·693	0·737	0·794	0·874	0·928	1	1·077	1·145	1·260	1·357	1·442

h die mit der biegenden Kraft parallele Axe der Ellipse.

Ein runder und ein viereckiger Querschnitt haben bei verhältnissmässig grosser Länge der Stäbe gleiche rückwirkende Festigkeit, wenn:

$$\frac{h}{d} = \sqrt[4]{\frac{\pi}{32} 6\left(\frac{h}{b}\right)}$$

Für $\frac{h}{b} =$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{3}{4}$	1
wird $\frac{h}{d} =$	0·586	0·619	0·666	0·737	0·792	0·815	0·876

h die kleinere von den Dimensionen des Rechtecks.

Wenn insbesondere bei kreisförmigen Querschnitten
d den Durchmesser in der Mitte,
d_1 den Durchmesser an den Enden bedeutet,
so ist zu nehmen:

$\frac{d_1}{d} =$	0,88	0,77	0,65	0,55	0,47
für $\frac{2l}{d} =$	10	15	20	25	30

G.

Ein runder und ein elliptischer Querschnitt haben bei verhältnissmässig grosser Länge der Stäbe gleiche rückwirkende Festigkeit, wenn

$$\frac{h}{d} = \sqrt[4]{\frac{h}{b}}$$

Für $\frac{h}{b}$ =	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{3}{4}$	1
wird $\frac{h}{d}$ =	0·669	0·707	0·760	0·841	0·904	0·931	1

h die kleinere Axe des elliptischen Querschnittes.

Ein runder und ein quadratischer Querschnitt*) haben einerlei Torsions-Festigkeit, wenn:

$$d = b \sqrt[3]{\frac{16}{3 \pi \sqrt{2}}} = 1{\cdot}063 \text{ b}, \; b = 0{\cdot}941 \text{ d}.$$

55.

Wirkungsgrössen, welche zur Ausdehnung, Zusammenpressung, Biegung und Drehung von stabförmigen Körpern nothwendig sind.

a. Ausdehnung oder Zusammenpressung.

Es sei:

V das Volumen des Stabes in Kubik-Centimetern,

l die Länge des Stabes in Centimetern,

Ω der Querschnitt des Stabes in Quadrat-Centimetern,

ε der Modulus der Elastizität des Materials, aus welchem der Stab besteht (Tabelle Nr. 57),

λ die Ausdehnung oder Zusammenpressung (Verlängerung oder Verkürzung) des Stabes in Centimetern,

$\mathfrak{A}$ die Spannung per 1 Quadrat-Centimeter, welche in der ganzen Ausdehnung des Stabes eintritt, wenn derselbe um λ gedehnt worden ist,

W die Wirkungsgrösse in Kilogr.-Centimetern, welche dieser Ausdehnung entspricht, so ist:

$$\left.\begin{aligned} W &= \frac{\Omega \varepsilon}{2} \frac{\lambda^2}{l} \\ \text{oder auch } W &= \frac{1}{2} \frac{\mathfrak{A}^2}{\varepsilon} V \end{aligned}\right\} \text{Kilogramm-Centimeter.}$$

*) Wenn man die Torsions-Festigkeit des quadratischen Querschnitts nach der in der Anmerkung zu Nr. 42 angeführten Formel berechnet, ist:

$$d = b \sqrt[3]{\frac{32}{9 \pi}} = 1{\cdot}042 \text{ b}, \; b = 0{\cdot}960 \text{ d}.$$

G.

Setzt man in den letzten dieser Ausdrücke für $\mathfrak{A}$ den Coefficienten für die absolute Festigkeit des Materials, aus welchem der Stab besteht, so erhält man die Wirkungsgrösse, welche erforderlich ist, um den Stab bis zum Abreissen auszudehnen. Diese Wirkungsgrösse ist proportional: 1) dem Volumen des Stabes, 2) dem Quadrat der absoluten Festigkeit und 3) umgekehrt proportional dem Modulus der Elastizität.

Die Widerstandsfähigkeit der Materialien gegen Wirkungsgrössen muss nach dem Quotienten $\frac{\mathfrak{A}^2}{\varepsilon}$ beurtheilt werden. Die Werthe desselben sind in Tabelle Nr. 57 enthalten.

b. Biegung der Stäbe.

Nennt man:

E denjenigen von den auf Taf. V. zusammengestellten Ausdrücken, welcher der Querschnittsform des Stabes entspricht,

z den Abstand der neutralen Faser von der am stärksten ausgedehnten Faser,

l die ganze Länge des Stabes,

$\mathfrak{B}$ die auf 1 Quadrat-Centimeter bezogene stärkste Spannung, welche in dem Stabe vorkommt,

ε den Modulus der Elastizität des Materials, aus welchem der Stab besteht,

V das Volumen des Stabes,

W die Wirkungsgrösse in Kilogramm-Centimetern, welche erforderlich ist, um den Stab so stark zu biegen, dass die auf 1 Quadrat-Centimeter bezogene stärkste Spannung gleich $\mathfrak{B}$ wird,

so ist:

$$W = \frac{1}{6} \frac{\mathfrak{B}^2}{\varepsilon} \frac{E l}{z}$$

und dieser Ausdruck gilt sowohl für den Fall, wenn der Stab an dem einen Ende befestigt ist und die biegende Kraft auf das andere freie Ende einwirkt, als auch dann, wenn der Stab auf zwei Unterstützungspunkten liegt und die biegende Kraft an irgend einem dazwischen liegenden Punkt wirksam ist.

Für die einfacheren Querschnittsformen wird $\frac{E l}{z}$ dem Volumen des Stabes proportional und man findet

a) für einen Stab mit rechteckigem Querschnitt:

$$W = \frac{1}{18} \frac{\mathfrak{B}^2}{\varepsilon} V$$

b) für einen massiven cylindrischen Stab:

$$W = \frac{1}{24} \frac{\mathfrak{B}^2}{\varepsilon} V$$

c) für einen elliptischen Stab:

$$W = \frac{1}{24} \frac{\mathfrak{B}^2}{\varepsilon} V$$

d) für einen dreikantigen Stab in dem Falle Taf. V, Nr. 5:

$$W = \frac{1}{12} \frac{\mathfrak{B}^2}{\varepsilon} V$$

Die Werthe von $\frac{\mathfrak{B}^2}{\varepsilon}$, welche dem Bruch durch Biegung entsprechen, sind in der Tabelle 57 zusammengestellt.

c. Drehung der Stäbe.

Nennt man:
V das Volumen eines quadratischen oder runden Stabes,
G den Modulus der Elastizität für Drehung und für das Material, aus welchem der Stab besteht (Tabelle Nr. 57),
T die auf 1 Quadrat-Centimeter bezogene grösste Spannung, welche an der Oberfläche des Stabes in Folge einer Verwindung desselben eintritt,
W die in Kilogramm-Centimetern ausgedrückte Wirkungsgrösse, welche erforderlich ist, um den Stab so stark zu verwinden, bis die Spannung T eintritt, so ist

a) für cylindrische Stäbe:

$$W = \frac{1}{4} \frac{T^2}{G} V$$

b) für quadratische Stäbe:

$$W = \frac{1}{6} \frac{T^2}{G} V$$

Die Werthe von $\frac{T^2}{G}$, welche dem Reissen der Fasern an der Oberfläche entsprechen, sind in der Tabelle Nr. 57 enthalten.

56.

Bemerkung.

Aus den in vorhergehender Nummer zusammengestellten Resultaten ersieht man, dass die Widerstandsfähigkeit der Körper gegen

Wirkungsgrössen, also auch gegen die Einwirkung von lebendigen Kräften, bei allen einfacheren Körperformen dem Volumen proportional ist, dass es also nur auf dieses Letztere und nicht auf die einzelnen Dimensionen ankommt. Zwei Stäbe z B., die aus einerlei Material bestehen und gleich grosse Volumen haben, gewähren bei gleicher Querschnittsform einerlei Widerstandsfähigkeit gegen die Einwirkung von lebendigen Kräften, wie auch sonst die Dimensionen der Stäbe beschaffen sein mögen. Genau ist jedoch dieses Gesetz (welches für den Bau der Maschinen, die lebendigen Kräften zu widerstehen haben, von bedeutender Wichtigkeit ist) nur dann, wenn die Formänderungen der Körper nicht zu rapid erfolgen, so dass die Einwirkung der lebendigen Kraft Zeit findet, sich über den ganzen Körper zu verbreiten.

57.

Coeffizienten für die Festigkeit und Elastizität der Materialien.

Die folgende Tabelle enthält die Coeffizienten für die Festigkeit und Elastizität derjenigen Materialien, welche im Maschinenbau vorzugsweise verwendet werden.

Columne $\mathfrak{A}$ Coeffizienten für die absolute Festigkeit per 1 Quadrat-Centimeter.

Columne $\mathfrak{B}$ Brechungs-Coeffizienten per 1 Quadrat-Centimeter.

Columne T Coeffizienten für den Bruch durch Abwinden.

Columne ε Modulus der Elastizität der Materialien zur Berechnung der Ausdehnung, Zusammenpressung und Biegung der Körper.

Columne G Modulus der Elastizität der Materialien zur Berechnung der Torsion von Stäben.

Columne $\frac{\mathfrak{A}^2}{\varepsilon}$ Coeffizienten zur Berechnung der Wirkungsgrössen, welche zum Abreissen der Körper erforderlich sind.

Columne $\frac{\mathfrak{B}^2}{\varepsilon}$ Coeffizienten zur Berechnung der Wirkungsgrössen, welche zum Abbrechen der Körper erforderlich sind.

Columne $\frac{T^2}{G}$ Coeffizienten zur Berechnung der Wirkungsgrössen, welche zum Abwinden von Stäben erforderlich sind.

Die Coeffizienten sind sämmtlich die mittleren Werthe zahlreicher Versuchsresultate über die Festigkeit der Materialien.

Zu Nr. 57.

Zusammenstellung der Coeffizienten für die Festigkeit und Elastizität der Materialien.

Material.	$\mathfrak{A}$	$\mathfrak{B}$	T	ε	G	$\frac{\mathfrak{A}^2}{\varepsilon}$	$\frac{\mathfrak{B}^2}{\varepsilon}$	$\frac{T^2}{G}$
Eichenholz . .	720	700	280	120000	48000	4·3	4·1	1·6
Eschenholz . .	1195	900	478	112000	44800	12·8	7·2	5·1
Tannenholz .	854	600	240	100000	40000	7·3	3·6	1·44
Buchenholz .	803	720	321	93000	37200	6·9	5·6	2·8
Schmiedeisen (dünn) . . .	4350	7000	7000	2500000	1000000	7·6	19·6	49
Schmiedeisen, dickere Stäbe	3300	4000	4500	1500000	600000	7·3	10·7	33·7
Eisendraht . .	7000	—	—	1800000	720000	27·2	—	—
Gusseisen . .	1000 1300	3000	3000	1000000	400000	1·0 1·7	9·0	22·5
Gussstahl . . .	10000	16000	10000	2000000	960000	50	128	104
Stahl, mittlere Qualität . . .	7500	—	7500	3000000	1200000	18·7	—	46.9
Stahl, ordinäre Qualität . . .	3600	—	3600	2000000	800000	6·5	—	16·2
Kanonenmetall	2600	—	2300	700000	360000	9·7	—	14·7
Kupfer, gehämmert	2500	—	—	1310000	—	4·8	—	—
Kupfer, gegossen	1300	—	2000	—	—	—	—	—
Messing . . .	1300	2270	2100	645000	258000	2·6	8·0	17·1
Zinn	333	—	658	320000	—	0·35	—	—
Blei	128	—	458	540000	—	0·03	—	—
Zink	199	—	—	—	—	—	—	—
Glas	248	—	—	9000	—	6·8	—	—
Kalbleder . .	129	—	—	391	—	43	—	—
Gegerbtes Schafleder .	110	—	—	381	—	32	—	—
Weisses Rossleder	272	—	—	748	—	99	—	—
Dünnes Rossleder	218	—	—	476	—	100	—	—
Corduan Rossleder	114	—	—	252	—	52	—	—
Kuhleder . . .	271	—	—	683	—	108	—	—
Hanfseile . . .	510	—	—	—	—	—	—	—

58.

Elastizitätsgrenze.

Elastizitätsgrenze nennt man den Zustand der stärksten Ausdehnung oder Zusammendrückung eines Körpers, welche noch verschwindet, wenn die ausdehnenden oder zusammendrückenden Kräfte beseitiget und der Körper sich selbst überlassen wird. Innerhalb dieser Elastizitätsgrenze ist der Modulus der Elastizität nahe konstant.

Nennt man:

$\mathfrak{A}$ die absolute Festigkeit,

$\mathfrak{R}$ die rückwirkende Festigkeit,

$\mathfrak{A}_1$ die auf einen Quadrat-Centimeter bezogene Spannungskraft an der Elastizitätsgrenze der Ausdehnung,

$\mathfrak{R}_1$ die auf einen Quadrat-Centimeter bezogene Zusammendrückungskraft an der Elastizitätsgrenze,

a_1 die lineare Ausdehnung eines Stabes an der Elastizitätsgrenze,

r_1 die lineare Zusammendrückung eines Stabes an der Elastizitätsgrenze,

so hat man der Erfahrung zufolge annähernd nachstehende Resultate:

Material.	$\frac{\mathfrak{R}}{\mathfrak{A}}$	$\frac{\mathfrak{A}_1}{\mathfrak{A}}$	$\frac{\mathfrak{R}_1}{\mathfrak{A}}$	a_1	r_1
Schmiedeisen	$\frac{4}{5}$	0·4	0·4	$\frac{1}{1250}$	$\frac{1}{1250}$
Eisenblech	$\frac{4}{5}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{1222}$	$\frac{1}{1222}$
Eisendraht.	$\frac{4}{5}$	0·4	0·4	$\frac{1}{843}$	$\frac{1}{843}$
Gusseisen	5·5	$\frac{4}{9}$	$\frac{4}{3}$	$\frac{1}{1562}$	$\frac{1}{521}$
Tannenholz	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{500}$	$\frac{1}{666}$
Fichtenholz	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{536}$	$\frac{1}{714}$
Kiefernholz	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{444}$	$\frac{1}{592}$
Lärchenholz	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{400}$	$\frac{1}{533}$
Eichenholz	$\frac{2}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{469}$	$\frac{1}{563}$

DRITTER ABSCHNITT.

Construction der Maschinentheile.

(Alle Dimensionen sind in Centimetern zu verstehen.)

59.

Hanf-Seile.

Diese sollen nicht mehr als bis auf den fünften Theil ihrer absoluten Festigkeit (510 Kilogramm per 1 Quadrat-Centimeter) in Anspruch genommen werden. Unter dieser Voraussetzung findet man den Durchmesser d in Centimetern eines Seiles, das mit Sicherheit eine Last von P Kilogramm trägt, durch folgende Formel:

$$d = 0{\cdot}112 \sqrt{P}$$

deren Resultate in nachstehender Tabelle enthalten sind.

P Kilogr.	d Centimet.	P Kilogr.	d Centimet.
29	0·6	721	3·0
51	0·8	820	3·2
80	1·0	926	3·4
115	1·2	1038	3·6
157	1·4	1157	3·8
205	1·6	1282	4·0
260	1·8	1413	4·2
320	2·0	1551	4·4
388	2·2	1695	4·6
461	2·4	1846	4·8
542	2·6	2003	5·0
628	2·8	2166	5·2

60.

Draht-Seile.

Drahtseile dürfen in der Regel bis auf $\frac{1}{5}$ ihrer absoluten Festigkeit, also mit $\frac{7000}{5} = 1400$ Kilogramm per 1 Quadrat-Centimeter in Anspruch genommen werden.

Nennt man:

δ den Durchmesser des Drahtes,
i die Anzahl der Drähte, welche das Seil bilden,
d den Durchmesser des Seiles,
$\mathfrak{A} = 1400$ Kilogramm die Kraft, mit welcher 1 Quadrat-Centimeter des Materials gespannt werden darf,
P die Spannung, welcher das Seil mit fünffacher Sicherheit widerstehen soll, so ist

$$\delta = \sqrt{\frac{4\,P}{i\,\pi\,\mathfrak{A}}}$$

Für die gewöhnlichen Fälle ist zu setzen:

$$i = 36;\ A = 1400$$

und dann wird:

$$\delta = \frac{1}{200}\sqrt{P};\ d = 10\,\delta = \frac{1}{20}\sqrt{P}$$

Man darf daher den Durchmesser der Draht-Seile halb so gross nehmen, als jenen der Hanfseile, wenn beide gleich stark in Anspruch genommen werden sollen.

61.

Ketten. Fig. 9 und 10, Taf. VI.

Die absolute Festigkeit, welche hier verstanden wird als die erfahrungsmässige Belastung per 1 Quadrat-Centimeter des doppelten Querschnitts des Ketteneisens, bei welcher die Kette zerrissen wird, ist:

für gewöhnliche ovale Kettenglieder gleich . . . . 2400 Kilogr.
„ Kettenglieder mit verstärkenden Querverbindungen 3200 „

Bei vorsichtigem Gebrauche dürfen die Ketten bis auf $\frac{1}{4}$ ihrer absoluten Festigkeit in Anspruch genommen werden, und dann findet

man den Diameter d des Ketteneisens einer Kette, die eine Last P mit vierfacher Sicherheit tragen kann, durch folgende Formel*):

$$d = 0{\cdot}028 \sqrt{P}$$

Die folgende Tabelle gibt die zusammengehörigen Werthe von d und P für Ketten mit ausgesteiften Gliedern, so wie auch alle übrigen Dimensionen der Kettenringe nach Fig. 9, Taf. VI.

P Kilogr.	d Centim.	1·5 d Centim.	2·6 d Centim.	3·5 d Centim.	4·6 d Centim.	Gewicht per 1 Meter Länge. Kilogr.
319	0·5	0·75	1·30	1·75	2·30	0·54
459	0·6	0·90	1·56	2·10	2·76	0·78
625	0·7	1·05	1·82	2·45	3·22	1·06
816	0·8	1·20	2·08	2·80	3·68	1·38
1033	0·9	1·35	2·34	3·15	4·14	1·75
1275	1·0	1·50	2·60	3·50	4·60	2·16
1543	1·1	1·65	2·86	3·85	5·06	2·61
1837	1·2	1·80	3·12	4·20	5·52	3·11
2156	1·3	1·95	3·38	4·55	5·98	3·65
2500	1·4	2·10	3·64	4·90	6·44	4·23
2870	1·5	2·25	3·90	5·25	6·90	4·86
3265	1·6	2·40	4·16	5·60	7·36	5·53
3686	1·7	2·55	4·42	5·95	7·82	6·24
4133	1·8	2·70	4·68	6·30	8·28	7·00
4605	1·9	2·85	4·94	6·65	8·74	7·80
5102	2·0	3·00	5·20	7·00	9·20	8·64
5625	2·1	3·15	5·46	7.35	9·66	9·53
6173	2·2	3·30	5·72	7·70	10·12	10·45

*) Diese Formel, einer Belastung = 812 Kilogr. per 1 Quadrat-Centimeter des doppelten Querschnitts des Ketteneisens entsprechend, gewährt die nöthige Sicherheit bei Ketten mit ausgesteiften Gliedern. Für Ketten mit nicht ausgesteiften Gliedern ist die zulässige Belastung $\frac{3}{4}$ so gross oder der nöthige Durchmesser des Ketteneisens $\frac{8}{7}$ so gross, d. h.

$$d = 0{\cdot}032 \sqrt{P}$$

zu setzen. G.

62.

Schrauben zur Befestigung. Taf. VI., Fig. 11 und Fig. 12.

Nennt man:

P die Kraft in Kilogrammen, welche einen Schraubenbolzen abzureissen strebt,

d den Durchmesser des Schraubenbolzens,

d_1 den innern Gewinddurchmesser,

D_1 die Schlüsselweite oder den Durchmesser des Kreises, welcher dem Grundriss der Schraubenmutter eingeschrieben werden kann,

h die Höhe der Mutter,

n die Anzahl der Gewinde, welche auf einer Länge gleich d vorkommen sollen,

so hat man zur Bestimmung der Dimensionen der Schraube folgende Regeln:

a) für Schrauben mit scharfen Gewinden:

$$d = \frac{1}{9} \sqrt{P} \text{ *)}$$

$$n = \sqrt[3]{48 + 168\, d}$$

$$d_1 = \frac{n - 2}{n}\, d$$

$$D_1 = 0{\cdot}5 + 1{\cdot}4\, d$$

$$h = \frac{2}{3} D_1 = 0{\cdot}33 + 0{\cdot}9\, d$$

b) für Schrauben mit flachen Gewinden:

$$d = \frac{1}{9} \sqrt{P}$$

*) Wenn P der Druck in Kilogrammen ist, der durch das Anziehen der Mutter zwischen zweien durch den Schraubenbolzen zu verbindenden Körpern hervorgerufen werden soll, so muss die Mutter mit einem Kraftmoment:

$$M = 0{\cdot}19\, P\, d \text{ Kilogramm-Centimeter}$$

gedreht werden, welcher Ausdruck bei Voraussetzung eines Reibungs-Coeffizienten $= 0{\cdot}15$ sowohl im Gewinde, als an der Grundfläche der Mutter, zunächst für Schrauben mit scharfem Gewinde entwickelt wurde. Dabei wird der Schraubenbolzen zu gleicher Zeit auf Zug und auf Torsion in Anspruch genommen, und es ist mit Rücksicht hierauf

$$d = 0{\cdot}27 + 1{\cdot}5 \sqrt{\frac{P}{k}}$$

zu setzen, wenn die höchstens zulässige Anstrengung des Materials = k Kilogramm per 1 Quadrat-Centimeter gegeben ist. G.



$$n = \frac{1}{2} \sqrt[3]{48 + 168\, d}$$

$$d_1 = \frac{n - 1}{n}\, d$$

$$D_1 = 0{\cdot}5 + 1{\cdot}4\, d$$

$$h = D_1 = 0{\cdot}5 + 1{\cdot}4\, d$$

Ein Quadrat-Centimeter des Bolzenquerschnittes ist mit 103 Kilogramm gespannt.

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in folgender Tabelle zusammengestellt.

P	d	n		d_1	D_1	h	
		ΛΛΛΛ	⊓⊔⊓			ΛΛΛ	⊓⊔⊓
81	1·0	6·0	3·0	0·67	1·90	1·27	1·90
117	1·2	6·3	3·1	0·82	2·18	1·45	2·18
159	1·4	6·6	3·3	0·98	2·46	1·64	2·46
207	1·6	6·8	3·4	1·13	2·74	1·83	2·74
262	1·8	7·0	3·5	1·29	3·02	2·01	3·02
324	2·0	7·3	3·6	1·45	3·30	2·20	3·30
467	2·4	7·7	3·8	1·78	3·86	2·57	3·86
635	2·8	8·0	4·0	2·10	4·42	2·95	4·42
829	3·2	8·4	4·2	2·44	4·98	3·32	4·98
1050	3·6	8·7	4·3	2·77	5·54	3·69	5·54
1296	4·0	9·0	4·5	3·11	6·10	4·07	6·10
1568	4·4	9·2	4·6	3·44	6·66	4·44	6·66
1866	4·8	9·5	4·7	3·79	7·22	4·81	7·22
2190	5·2	9·7	4·8	4·13	7·78	5·19	7·78
2540	5·6	10·0	5·0	4·48	8·34	5·56	8·34
2916	6·0	10·2	5·1	4·82	8·90	5·93	8·90

Zur Verzeichnung der Schrauben in kleinem Maassstab darf man folgende mittlere Verhältnisse wählen:

n Anzahl der Gewinde auf den Durchmesser . . . 8 resp. 4

d_1 innerer Durchmesser des Gewindes . . . . $\frac{3}{4}$ d

h Höhe der Mutter . . . . d resp. $\frac{3}{2}$ d

D_1 Schlüsselweite . . . . $\frac{3}{2}$ d

Halbmesser der Kugelwölbung . . . . 3 d

Halbmesser der Abrundungen am sechsseitigen Prisma . $\frac{3}{2}$ d

63.

Darstellungen verschiedener Verbindungen vermittelst Schrauben.

Taf. VII.

Fig. 1. Fundamentschraube.
Fig. 2. Eingelegte Ankerschraube.
Fig. 3. Schraube zur Verbindung dreier Körper.
Fig. 4. Schraube, deren Bolzen an einem Zapfen steckt.
Fig. 5. Schraube, deren Bolzen durch einen Keil gehalten wird.
Fig. 6. Schraube mit viereckigem Bolzen.
Fig. 7. Schraube mit einem Bolzen, der in Metall eingeschraubt wird.
Fig. 8. Schraube mit versenktem Bolzenkopf.
Fig. 9. Schraube, deren Bolzen mit einer die Drehung desselben verhindernden Nase versehen ist.
Fig. 10. Schraube, deren Bolzen in einem Stein eingelassen ist.

Taf. VIII.

Fig. 1. Schraubenverbindung mit Ueberplattung.
Fig. 2. Verbindung der Arme eines Schwungrades m. d. Schwungring.
Fig. 3. Verbindung der Arme mit dem Ring eines Rades.
Fig. 4. Verbindung durch Ueberplattung mit Einlegscheiben.
Fig. 5, 6, 7, 8. Verbindung an gusseisernen Gefässen.

64.

Niete zur Verbindung der Bleche.

A) Einfache Vernietung zweier Bleche. Taf. IX., Fig. 1.

Nennt man Fig. 1, Taf. IX.

δ die Dicke des Bleches,

d den Durchmesser des Nietbolzens,

e die Entfernung der Mittelpunkte zweier unmittelbar aufeinander folgenden Niete,

e_1 die Entfernung des Bolzenumfanges vom Rande des Bleches,

f das Verhältniss zwischen der Festigkeit des Bleches und der Festigkeit der Vernietung,

so erhält die Vernietung in allen Theilen gleiche Festigkeit, wenn man nimmt:

$$\frac{e}{\delta} = \frac{\pi}{4}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2 + \frac{d}{\delta}$$

$$\frac{e_1}{\delta}{}^{*)} = \frac{\pi}{8}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2$$

und dann ist noch

$$f = 1 + \frac{4}{\pi}\left(\frac{\delta}{d}\right)$$

Für $\frac{d}{\delta}$ =	1	1·5	2	2·5	3
wird f =	2·27	1·85	1·64	1·51	1·42
$\frac{e}{\delta}$ =	1·79	3·27	5·14	7·41	10·07
$\frac{e_1}{\delta}$ =	0·39	0·88	1·57	2·45	3·53

Dicke und weit gestellte Niete geben, wie man sieht, eine grössere Festigkeit, als dünne und eng gestellte.

Für Vernietungen, welche hauptsächlich einen dichten Verschluss gewähren sollen, ist es angemessen zu nehmen: $d = 1·5\,\delta$, $e = 3·25\,\delta$ und die Entfernung der Nietmittel vom Blechrande $= 1·75\,\delta$.

Für Kesselvernietungen, die nicht allein Festigkeit, sondern auch dichten Verschluss gewähren sollen, ist zu nehmen:

Durchmesser des Nietbolzens	$2\,\delta$
Entfernung der Niete von Mittel zu Mittel	$5\,\delta$
Entfernung der Nietmittel vom Blechrand	$3\,\delta$
Durchmesser des halbkugelförmigen Kopfes	$3\,\delta$
Durchmesser des konischen Kopfes	$4\,\delta$
Höhe eines jeden dieser Köpfe	$1·5\,\delta$

Für Vernietungen, die nur allein Festigkeit geben sollen, ist es angemessener, zu nehmen:

Durchmesser der Nietbolzen	$2·5\,\delta$
Entfernung der Niete von Mittel zu Mittel	$7·5\,\delta$
Entfernung der Nietmittel vom Blechrand	$5\,\delta$
Durchmesser eines Nietkopfes	$4\,\delta$
Höhe eines Nietkopfes	$2\,\delta$

*) Die hierdurch bestimmte Entfernung e_1 ist als kleinster zulässiger Grenzwerth zu betrachten. Im Durchschnitt kann e_1 etwas grösser, und zwar zwischen den Grenzen $\frac{d}{\delta} = 1·5$ und $2·5$ etwa $e_1 = e - 1·5\,d$, somit die Entfernung der Nietmittel vom Blechrande $= e - d$ gesetzt werden. G.

B) Doppelte Vernietung zweier Bleche. Taf. IX., Fig. 2.

Nennt man:

δ die Dicke des Bleches,

d den Durchmesser eines Nietbolzens,

e die Entfernung der Mittelpunkte zweier unmittelbar auf einander folgenden Bolzen,

f das Verhältniss zwischen der Festigkeit des Bleches und der Festigkeit der Vernietung,

so erhält eine solche doppelte Vernietung angemessene Verhältnisse, wenn man nimmt:

$$\frac{e}{\delta} = \frac{\pi}{2}\left(\frac{d}{\delta}\right)^2 + \frac{d}{\delta}$$

und dann ist:

$$f = 1 + \frac{2}{\pi}\left(\frac{\delta}{d}\right)$$

Für $\frac{d}{\delta}$ =	1	1·5	2	2·5	3
wird $\frac{e}{\delta}$ =	2·6	5·0	8·3	12·3	17·1
f =	1·64	1·42	1·32	1·25	1·21

C) Einfache Bandvernietung. Taf. IX., Fig. 3.

Die Bleche stossen stumpf an einander und werden mit einem längs der Stossfuge hinlaufenden Blechbande vernietet. Werden in diesem Falle die beiden Bleche durch die auf sie einwirkenden Kräfte auseinander gezogen, so gelten für jede der beiden Nietreihen die für die einfache Vernietung unter A) aufgestellten Regeln. Wenn dagegen die beiden Bleche durch die auf sie einwirkenden Kräfte gegeneinander gepresst werden, in welchem Falle die Bandvernietung besonders zweckmässig ist, so genügt es, $\frac{d}{\delta} = 1·5$ und $\frac{e}{\delta} = 7·5$ zu nehmen.

D) Doppelte Bandvernietung. Taf. IX., Fig. 12.

Wenn die beiden Bleche durch die auf sie einwirkenden Kräfte auseinander gezogen werden, so gelten die für die doppelte Vernietung unter B) aufgestellten Regeln; werden sie aber gegeneinander gepresst, so genügt es, $\frac{d}{\delta} = 1·5$ und $\frac{e}{\delta} = 12$ zu nehmen.

Auf Tafel IX. sind verschiedene Vernietungen dargestellt:
Fig. 1. Einfache Vernietung zweier Bleche.
Fig. 2. Doppelte Vernietung zweier Bleche.
Fig. 3. Vernietung zweier Bleche vermittelst eines Blechbandes.
Fig. 4. Erweiterung einer Fläche vermittelst dreier Bleche.
Fig. 5. Erweiterung einer Fläche vermittelst vier Blechen.
Fig. 6, 7 und 8. Bildungen von Kanten.
Fig. 9 und 10. Bildungen von Ecken.

65.

Winkeleisen.

Die Winkeleisen, wie sie zur Blechconstruction gebraucht werden, haben nicht geometrisch ähnliche Querschnitte; es ist die Schenkellänge bei dünnen Winkeleisen verhältnissmässig grösser, als bei dicken.

Gewöhnlich findet man folgende Verhältnisse, Fig. 11, Taf. IX.

$\varDelta$ mittlere Metalldicke des Winkeleisens gleich der Dicke des Bleches, gegen welches das Eisen genietet wird;

kleinste Dicke des Winkeleisens an den Enden der Schenkel gleich $\frac{6}{7}\varDelta$;

grösste Dicke des Winkeleisens an der Ecke des Winkels gleich $\frac{8}{7}\varDelta$;

h äussere Länge eines Winkelschenkels:

$$h = 2{\cdot}4 + 4{\cdot}5\,\varDelta \text{ in Centimetern.}$$

Für $\varDelta$ =	0·4	0·5	0·6	0·7	0·8	0·9	1·0	1·1	1·2
wird h =	4·20	4·65	5·10	5·55	6·00	6·45	6·90	7·35	7·80

66.

Zapfen an Wellen und Drehungsaxen.

Nennt man:

P den Druck in Kilogrammen, welcher auf einen Zapfen wirkt,
d, l den Durchmesser und die Länge des Zapfens in Centimetern,
B die grösste Spannung auf einen Quadrat-Centimeter bezogen, welche im Zapfen vorkommt,

so hat man

a) für Zapfen aus Gusseisen:

$$d = 0{\cdot}18 \sqrt{P}$$

$$l = 0{\cdot}87 + 1{\cdot}21\ d$$

$$B = 190 + \frac{137}{d}$$

b) für Zapfen aus Schmiedeisen:

$$d = 0{\cdot}12 \sqrt{P}$$

$$l = 0{\cdot}87 + 1{\cdot}21\, d$$

$$B = 428 + \frac{308}{d}$$

c) für Zapfen aus Stahl:

$$d = 0{\cdot}09 \sqrt{P}$$

$$B = 629\ \frac{l}{d}$$

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in folgenden Tabellen enthalten.

67.

Tabelle für gusseiserne Zapfen.

$$d = 0{\cdot}18 \sqrt{P}$$

P in Kilogrammen; d in Centimetern.

P	d	l	P	d	l
278	3·00	4·50	3735	11	14·18
326	3·25	4·80	4444	12	15·39
378	3·50	5·10	5216	13	16·60
434	3·75	5·41	6049	14	17·81
494	4·00	5·71	6944	15	19·02
625	4·50	6·31	7901	16	20·23
772	5·00	6·92	8920	17	21·44
934	5·50	7·53	10000	18	22·65
1111	6·00	8·13	11142	19	23·86
1304	6·50	8·74	12346	20	25·07
1512	7·00	9·34	14938	22	27·49
1736	7·50	9·94	17778	24	29·91
1975	8·00	10·55	20864	26	32·33
2230	8·50	11·15	24197	28	34·75
2500	9·00	11·76	27778	30	37·17
2785	9·50	12·36	31605	32	39·59
3086	10·00	12·97	35679	34	42·01

68.

Tabelle für schmiedeiserne Zapfen und insbesondere für Maschinen, die durch Menschenhände bewegt werden.

$$d = 0{\cdot}12 \sqrt{P}$$

P in Kilogrammen; d in Centimetern.

P	d	l	P	d	l
156	1·50	2·68	3906	7·5	9·94
213	1·75	2·99	4444	8·0	10·55
278	2·00	3·29	5017	8·5	11·15
352	2·25	3·59	5625	9·0	11·76
434	2·50	3·89	6267	9·5	12·36
525	2·75	4·20	6944	10·0	12·97
625	3·00	4·50	8403	11·0	14·18
734	3·25	4·80	10000	12·0	15·39
851	3·50	5·10	11736	13·0	16·60
977	3·75	5·41	13611	14·0	17·81
1111	4·00	5·71	15625	15·0	19·02
1406	4·50	6·31	17778	16·0	20·23
1736	5·00	6·92	20069	17·0	21·44
2101	5·50	7·52	22500	18·0	22·65
2500	6·00	8·13	25069	19·0	23·86
2934	6·50	8·73	27778	20·0	25·07
3403	7·00	9·34			

69.

Wellen und Drehungsaxen, welche nur auf Torsion in Anspruch genommen sind.

Es sei:

P die Kraft in Kilogrammen, welche auf die Welle drehend einwirkt,
R in Centimetern die Länge des Hebelarmes, an welchem die Kraft P wirkt,
d der Durchmesser der Welle in Centimetern,
l die Länge der Welle in Centimetern,

N der Effekt in Pferdekräften (à 75 Kilogramm-Meter) ausgedrückt, welchen die Welle überträgt,
n die Anzahl der Umdrehungen der Welle in 1 Minute,
Θ der Torsionswinkel der Welle in Graden,
T die grösste Spannungsintensität per 1 Quadrat-Centimeter.

Geht man von dem Grundsatz aus, dass alle aus dem gleichen Materiale gemachten Wellen gleich stark in Anspruch genommen werden sollen, so hat man zur Bestimmung von d folgende Formeln:

a) für Wellen aus Schmiedeisen:

$$d = 0{\cdot}289 \sqrt[3]{P\,R}$$

$$d = 12 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

$$\Theta = \frac{1}{33}\,\frac{l}{d}$$

$$T = 211$$

b) für Wellen aus Gusseisen:

$$d = 0{\cdot}385 \sqrt[3]{P\,R}$$

$$d = 16 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

$$\Theta = \frac{1}{39}\,\frac{l}{d}$$

$$T = 89$$

Nach diesen Regeln erhält man mit bewährten Ausführungen übereinstimmende Abmessungen, wenn die Wellen oder Drehungsaxen nicht gar zu lang sind.

Die folgenden vier Tabellen enthalten die Resultate, welche die so eben aufgestellten Formeln liefern. Wenn R und P gegeben sind, bildet man das Produkt P R, und dann findet man in der ersten oder in der dritten Tabelle den entsprechenden Werth von d. Wenn N und n gegeben sind, sucht man den Quotienten $\frac{N}{n}$ und dann gibt die zweite oder vierte Tabelle den entsprechenden Werth von d.

70.

Durchmesser der Wellen aus Schmiedeisen.

$$d = 0{\cdot}289 \sqrt[3]{P\,R}$$

P in Kilogrammen; d und R in Centimetern.

P R	d	P R	d	P R	d	P R	d	P R	d
331	2·0	1628	3·4	5825	5·2	14209	7·0	28233	8·8
384	2·1	1933	3·6	6523	5·4	15462	7·2	30202	9·0
441	2·2	2273	3·8	7275	5·6	16787	7·4	32261	9·2
504	2·3	2652	4·0	8083	5·8	18187	7·6	34411	9·4
573	2·4	3069	4·2	8948	6·0	19661	7·8	36654	9·6
728	2·6	3529	4·4	9873	6·2	21213	8·0	38993	9·8
909	2·8	4033	4·6	10860	6·4	22843	8·2	41429	10·0
1119	3·0	4582	4·8	11910	6·6	24556	8·4	43965	10·2
1358	3·2	5179	5·0	13026	6·8	26352	8·6	46602	10·4

71.

Durchmesser der Wellen aus Schmiedeisen.

$$d = 12\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

d Durchmesser der Welle in Centimetern,
N Pferdekraft, welche die Welle überträgt,
n Anzahl der Umdrehungen der Welle in 1 Minute.

$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d
0·0156	3·00	0·1589	6·5	1·0000	12	4·630	20
0·0199	3·25	0·1985	7·0	1·2714	13	6·162	22
0·0248	3·50	0·2441	7·5	1·5880	14	8·000	24
0·0305	3·75	0·2963	8·0	1·9531	15	10·171	26
0·0370	4·00	0·3554	8·5	2·3704	16	12·704	28
0·0527	4·50	0·4219	9·0	2·8432	17	15·625	30
0·0723	5·00	0·4962	9·5	3·3750	18	18·963	32
0·0963	5·50	0·5787	10·0	3·9693	19	22·745	34
0·1250	6·00	0·7703	11·0				

72.

Durchmesser der Wellen aus Gusseisen.

$$d = 0{\cdot}385 \sqrt[3]{P\,R}$$

P in Kilogrammen; d und R in Centimetern.

P R	d	P R	d	P R	d	P R	d	P R	d
140	2·0	689	3·4	2464	5·2	6011	7·0	11942	8·8
162	2·1	818	3·6	2759	5·4	6541	7·2	12775	9·0
187	2·2	962	3·8	3077	5·6	7101	7·4	13645	9·2
213	2·3	1121	4·0	3419	5·8	7692	7·6	14555	9·4
242	2·4	1298	4·2	3785	6·0	8316	7·8	15504	9·6
308	2·6	1493	4·4	4176	6·2	8972	8·0	16493	9·8
385	2·8	1706	4·6	4594	6·4	9662	8·2	17522	10·0
473	3·0	1938	4·8	5038	6·6	10386	8·4	18596	10·2
574	3·2	2190	5·0	5510	6·8	11146	8·6	19711	10·4

73.

Durchmesser der Wellen aus Gusseisen.

$$d = 16 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

N Effekt in Pferdekräften; n Anzahl der Umdrehungen per 1′.

$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d
0·0066	3·00	0·0670	6·5	0·4219	12	1·953	20
0·0084	3·25	0·0837	7·0	0·5364	13	2·600	22
0·0105	3·50	0·1030	7·5	0·6700	14	3·375	24
0·0129	3·75	0·1250	8·0	0·8240	15	4·291	26
0·0156	4·00	0·1500	8·5	1·0000	16	5·360	28
0·0222	4·50	0·1780	9·0	1·1995	17	6·592	30
0·0305	5·00	0·2093	9·5	1·4238	18	8·000	32
0·0406	5·50	0·2441	10·0	1·6745	19	9·596	34
0·0527	6·00	0·3250	11·0				

74.

Lange Transmissionswellen aus Schmiedeisen.

Lange Transmissionswellen, und insbesondere die innern Transmissionen der Webereien und Spinnereien, sollen so construirt werden, dass der Torsionswinkel für dicke und dünne Wellen gleich gross und der Wellenlänge proportional ausfällt. Für diese Wellen ist zu nehmen:

$$d = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = 0{\cdot}734 \sqrt[4]{P\,R}$$

Der Torsionswinkel wird:

$$\Theta = \frac{1}{397} \text{ Grad}$$

wenn im Mittel nach Nr. 57 die Constante $G = 800000$ gesetzt wird.
Die folgende Tabelle enthält die Resultate der Formel für d.

75.

Tabelle für die Durchmesser von langen Transmissionswellen aus Schmiedeisen.

$$d = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$$

N Effekt in Pferdekräften; n Anzahl der Umdrehungen per 1'.

$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d	$\frac{N}{n}$	d
0·0039	3·00	0·0625	6·0	0·4823	10	5·062	18
0·0054	3·25	0·0861	6·5	0·7061	11	6·285	19
0·0072	3·50	0·1158	7·0	1·0000	12	7·716	20
0·0095	3·75	0·1526	7·5	1·3774	13	11·297	22
0·0123	4·00	0·1975	8·0	1·8526	14	16·000	24
0·0198	4·50	0·2517	8·5	2·4414	15	22·037	26
0·0301	5·00	0·3164	9·0	3·1605	16	29·643	28
0·0441	5·50	0·3928	9·5	4·0279	17	39·063	30



76.

Widerstandsfähigkeit der Wellen gegen lebendige Kräfte.

Transmissionswellen, welche der Einwirkung einer lebendigen Kraft zu widerstehen haben, dürfen nicht nach statischen, sondern müssen nach dynamischen Gesetzen berechnet werden. Ist z. B. mit einer Welle ein Schwungrad verbunden und soll die Welle im Stande sein, die lebendige Kraft des Rades in sich aufzunehmen, ohne zu brechen, so muss die Welle so stark sein, dass die Wirkungsgrösse $\frac{1}{4}\,\frac{T^2}{G}\,V$ (Nr. 55), welche zum Abwinden der Welle nothwendig ist, grösser ausfällt, als die in Kilogrammen und Centimetern ausgedrückte lebendige Kraft des Schwungrades.

Nennt man:

Q das Gewicht des Schwungringes in Kilogrammen,

C die Geschwindigkeit des Schwungringes in Centimetern,

$g = 9{\cdot}81 \times 100 = 981$ Centimeter die Beschleunigung beim freien Fall der Körper, so ist die Bedingung, dass die Welle nicht bricht:

$$V > 4\,\frac{G}{T^2}\,\frac{Q}{2g}\,C^2$$

77.

Drehungsaxen, welche einer Biegung ausgesetzt sind.

Um die Dimensionen zu berechnen, welche irgend einem Querschnitt einer auf Biegung in Anspruch genommenen Axe gegeben werden müssen, muss man das statische Moment M der Kraft berechnen, welche die Welle an diesem Querschnitt abzubrechen strebt. Dieses Moment dem Elastizitätsmoment 𝔅 E, Nr. 38 gleich gesetzt, erhält man eine Gleichung, aus welcher die Dimensionen des Querschnittes berechnet werden können Für 𝔅 darf man in der Regel nur den zehnten Theil des Brechungs-Coeffizienten in Rechnung bringen. Die folgenden speziellen Fälle werden die Anwendung dieser Regel erklären.

a) Construction einer schmiedeisernen (Balancier-) Axe, die an beiden Enden aufliegt und in der Mitte belastet ist.

Es sei Tafel X, Fig. 1: 2 P der Druck (des Balancier) auf die Mitte der Axe,

d der Durchmesser } eines Zapfens,
l die Länge }

D der Durchmesser der Axe an der Hülse des Balancier,
D_1 der Durchmesser der Axe an den Enden,
2λ die Länge der Axe von Mitte zu Mitte der Zapfen, so ist:

$$d = 0{\cdot}12 \sqrt{P}$$
$$l = 0{\cdot}87 + 1{\cdot}21\,d$$
$$D = \frac{5}{4}\,d\,\sqrt[3]{\frac{2\lambda}{l}}\,;\; D_1 = \frac{5}{4}\,d$$

Die konischen Seitentheile der Axe entsprechen einer gemeinschaftlichen Basis mit dem Durchmesser $\frac{4}{5}$ D in der Mitte der Hülse.

b) Construction einer schmiedeisernen Axe, die mit ihren Enden aufliegt und in irgend einem Punkt belastet ist. Taf. X., Fig. 2.

Nach den in der Figur angegebenen Bezeichnungen ist:

Druck auf den Zapfen d . . .	$2P\,\frac{\lambda_1}{\lambda + \lambda_1}$
Druck auf den Zapfen d_1 . . .	$2P\,\frac{\lambda}{\lambda + \lambda_1}$
Durchmesser des Zapfens d . .	$d = 0{\cdot}12\sqrt{2P\frac{\lambda_1}{\lambda+\lambda_1}}$
Durchmesser des Zapfens d_1 .	$d_1 = 0{\cdot}12\sqrt{2P\frac{\lambda}{\lambda+\lambda_1}}$
Länge dieser Zapfen	$\begin{cases} l = 0{\cdot}87 + 1{\cdot}21\,d \\ l_1 = 0{\cdot}87 + 1{\cdot}21\,d_1 \end{cases}$

Durchmesser der Axe an der Hülse des Körpers, welcher mit der Axe verbunden ist:

$$D = \frac{5}{4}\,d\,\sqrt[3]{\frac{2\lambda}{l}}$$

Durchmesser der Axe am Ende bei dem Zapfen $d = \frac{5}{4}\,d$

Durchmesser der Axe am Ende bei dem Zapfen $d_1 = \frac{5}{4}\,d_1$

Die konischen Seitentheile der Axe entsprechen einer gemeinschaftlichen Basis mit dem Durchmesser $\frac{4}{5}$ D in der Mitte der Hülse.

78.

Wellen, welche sowohl auf Biegung als auf Drehung in Anspruch genommen sind.

Um Wellen dieser Art zu construiren, bestimmt man zuerst den Durchmesser, welchen die Welle erhalten müsste, um der drehenden Kraft hinreichenden Widerstand zu leisten, und bringt sodann an dieser Welle eine Verstärkung an, die für sich allein im Stande ist, dem Biegungsmoment, welchem die Welle ausgesetzt ist, zu widerstehen *). — Es sei:

$$d = 16 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

der Durchmesser, welchen die Welle erhalten muss, um bei n Umdrehungen per 1 Minute einen Effekt von N Pferdekräften zu übertragen;

M das Biegungsmoment in Kilogramm-Centimetern, welchem ein gewisser Querschnitt der Welle ausgesetzt ist.

Wenn die Verstärkung der Welle ringförmig sein soll, so hat man zur Bestimmung des äusseren Durchmessers die Formel:

$$D = \sqrt[3]{d^3 + \frac{32\,M}{\mathfrak{B}\,\pi}}$$

Wenn hingegen die Verstärkung durch vier Nerven geschehen soll, so hat man zur Bestimmung von h oder b, unter h die gesammte Höhe zweier gegenüber liegender Nerven und unter b ihre Breite (Dicke) verstanden:

$$h = \sqrt[3]{d^3 + \frac{6\,M}{\mathfrak{B}} \frac{h}{b}}$$

$$\text{oder } b = \frac{6\,M\,h}{\mathfrak{B}(h^3 - d^3)}$$

*) Es sei:

M_1 das Torsionsmoment in Kilogramm-Centimetern, nämlich:

$$M_1 = 71620 \frac{N}{n}$$

E die Funktion der Querschnittsdimensionen nach Nr. 38, insbesondere nach Taf. V. unter 2, 3, 7, 13 oder 14,

so ist genauer die grösste Spannungsintensität $\mathfrak{S}$, welche durch die gleichzeitige Wirkung von M und M_1 hervorgerufen wird:

$$\mathfrak{S} = \frac{1}{E}\left[\alpha\,M + (1-\alpha)\sqrt{M^2 + M_1^2}\right]$$

$$\alpha = \frac{1}{3} \text{ bis } \frac{3}{8}$$

G.

Die erste dieser Formeln ist zu gebrauchen, wenn es zweckmässig ist, das Verhältniss $\frac{h}{b}$ anzunehmen und h zu suchen; die Letztere dagegen, wenn die Höhe h angenommen und b gesucht wird.

79.

Darstellung verschiedener Wellen. Taf. X.

Fig. 1 und Fig. 2. Drehungsaxen für Balanciers etc.

Fig. 3. Gusseiserne Transmissionswelle mit rundem Kern und mit Verstärkungsnerven.

Fig. 4 und 5. Gusseiserne Wasserradwellen.

Fig. 6, 7, 8, 9 und 10. Dünnere schmiedeiserne Wellen.

80.

Wellen-Kupplungen. Taf. XI.

Fig. 1. Kupplung für stärkere gusseiserne Wellen mit Ueberplattung der Wellen.

Fig. 2. Kupplung für dünnere schmiedeiserne Wellen mit Ueberplattung derselben.

Fig. 3. Kupplung für dünnere schmiedeiserne Wellen vermittelst eines Längenkeiles und eines durch die Wellen-Enden gesteckten Querstückes.

Fig. 4. Kupplung für dünnere schmiedeiserne Wellen durch Zusammenschraubung.

Fig. 5. Wellenauslösung vermittelst einer verschiebbaren Zahnhülse.

Zur Bestimmung der Dimensionen der Kupplung Fig. 1 hat man folgende Regeln.

Es sei N der Effekt in Pferdekräften, welche das getriebene Wellenstück überträgt; n die Anzahl der Umdrehungen per 1'; d der Durchmesser des getriebenen Wellenstückes.

d_1, l, δ, k, h, wie Fig. 1, Tafel XI. zeigt. Zur Bestimmung der Dimensionen hat man folgende theils rationelle, theils empirische Regeln:

Durchmesser der getriebenen Wellen $\left\{ \begin{array}{ll} d = 12 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} & \text{Schmiedeisen.} \\ d = 16 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} & \text{Gusseisen.} \end{array} \right.$



Durchmesser des Kupplungskopfes . $d_1 = 1{\cdot}25\ d$
Länge der Kupplungshülse . . . . . $l = 2{\cdot}7 + 1{\cdot}9\ d$
Metalldicke der Kupplungshülse . . . $\delta = \frac{1}{2} + \frac{1}{3}\ d$
Breite des Keiles . . . . $k = 0{\cdot}9\ \delta$
Dicke des Keiles . . . . $h = \frac{1}{2}\ k$

Die folgende Tabelle enthält die Dimensionen von 19 Kupplungen für 32 verschiedene Wellendurchmesser. Bei den kleinen Wellen ist für je zwei derselben eine Kupplung angenommen.

81.

Tabelle über die Dimensionen von Wellenkupplungen. Fig. 1, Taf. XI.

Nummer der Kupplung.	d	d_1	l	δ	Nummer der Kupplung.	d	d_1	l	δ
I.	3·00	4·06	8·88	1·58	IX.	10	13·75	23·6	4·17
	3·25					11			
II.	3·50	4·69	9·83	1·75	X.	12	16·25	27·4	4·83
	3·75					13			
III.	4·0	5·63	11·25	2·00	XI.	14	18·75	31·2	5·50
	4.5					15			
IV.	5·0	6·88	13·15	2·33	XII.	16	21·25	35·0	6·17
	5·5					17			
V.	6·0	8·12	15·05	2·67	XIII.	18	23·75	38·8	6·83
	6·5					19			
VI.	7.0	9·38	16·95	3·00	XIV.	20	25·0	40·7	7·17
	7·5				XV.	22	27·5	44·5	7·83
VII.	8·0	10·6	18·85	3·33	XVI.	24	30·0	48·3	8·50
	8·5				XVII.	26	32·5	52·1	9·17
VIII.	9·0	11·9	20·75	3·67	XVIII.	28	35·0	55·9	9·83
	9·5				XIX.	30	37·5	59·7	10·50

82.

Zapfenlager für liegende, stehende und aufgehängte Wellen mit cylindrischen Schalen.

Tafel XII. und die nachstehende Tabelle geben zusammen alle Hauptabmessungen für die verschiedenen Arten und Grössen von Zapfenlagern. Um mit einer möglichst geringen Anzahl von Mo-

dellen auszureichen, sind 32 Wellendurchmesser in angemessenen Abstufungen angenommen worden. Jedem Durchmesser entspricht eine besondere Lagerschale. Die äusseren Durchmesser der kleineren Schalen sind aber so gewählt, dass für ein Paar derselben das gleiche Lager gebraucht werden kann. — 32 Schalen und 19 Lager sind auf diese Weise für alle gewöhnlichen Fälle der Praxis vollkommen genügend. Die Dimensionen l, e, d_1 sind nach folgenden Formeln bestimmt worden:

Länge der Lagerschale . . .	$l = 0{\cdot}87 + 1{\cdot}21\ d$	Centimeter.
Metalldicke der Schale . .	$e = 0{\cdot}28 + 0{\cdot}074\ d$	
Aeusserer Durchmesser der Schale	$d_1 = 0{\cdot}69 + 1{\cdot}17\ d$	

Die mittleren Verhältnisse sind:

$$l = 1{\cdot}3\ d \qquad e = 0{\cdot}1\ d \qquad d_1 = 1{\cdot}25\ d$$

Werden die Schalen nach diesen Formeln oder nach den Werthen der folgenden Tabelle ausgeführt, so erhält man für die Lager selbst ganz richtige Dimensionen, wenn man dieselben nach guten Vorbildern geometrisch ähnlich ausführt. In den Zeichnungen Taf. XII. sind desshalb die Hauptdimensionen der Lager, auf den äusseren Durchmesser der Schalen als Einheit bezogen, angegeben. Für die Dimensionen der kleineren Details sind die Verhältnisszahlen weggelassen.

83.

Tabelle über die Dimensionen der Schalen für Zapfen und Hängelager.
Taf. XII.

Nummer des Lagers.	d Innerer Durchmesser der Schale.	e Metalldicke.	d_1 Aeusserer Durchmesser der Schale.	l Länge der Schale.
	Centimet.	Centimet.	Centimet.	Centimet.
I.	3·00 3·25	0·520	4·49	4·80
II.	3·50 3·75	0·558	5·08	5·41
III.	4·0 4·5	0·613	5·95	6·31
IV.	5·0 5·5	0·687	7·12	7·52
V.	6·0 6·5	0·761	8·29	8·73
VI.	7·0 7·5	0·835	9·46	9·94
VII.	8·0 8·5	0·909	10·63	11·15
VIII.	9·0 9·5	0·983	11·80	12·36
IX.	10 11	1·094	13·56	14·18
X.	12 13	1·242	15·90	16·60
XI.	14 15	1·390	18·24	19·02
XII.	16 17	1·538	20·58	21·44
XIII.	18 19	1·686	22·92	23·86
XIV.	20	1·760	24·09	25·07
XV.	22	1·908	26·43	27·49
XVI.	24	2·056	28·77	29·91
XVII.	26	2·204	31·11	32·33
XVIII.	28	2·352	33·45	34·75
XIX.	30	2·500	35·79	37·17

84.

Darstellung verschiedener Lager.

Tafel XIII. Dreifaches Hängelager zur Uebersetzung von einer fortlaufenden Welle auf zwei an dieser beginnende Wellen.

Tafel XIV, Fig 1, 2, 3 und 4. Zapfenlager mit aussen kugelförmig abgedrehten Schalen. Diese Lager gewähren den Vortheil, dass die Wellenhälse stets gleichförmig aufliegen.

Tafel XIV, Fig. 5 zeigt einen Pfannenstuhl für eine aufrechte Welle, wobei dieselbe ihre Richtung ändern kann, ohne dass dadurch die gleichförmigen Berührungen der Grund- und Umfangsflächen des Zapfens mit den Pfannentheilen aufhören.

Näheres über diese Kugelschalenlager findet man in meinen Prinzipien des Maschinenbaues Seite 178.

Rollen.

Taf. XV, Fig. 1 und 2.

85.

Berechnung der Spannungen des Riemens.

Bei einem Riementrieb kommen dreierlei Spannungen vor: 1) die Spannung t, welche in der ganzen Ausdehnung eines Riemens ursprünglich vorhanden sein muss, damit derselbe, ohne auf den Rollen zu gleiten, eine Kraft P von dem Umfang der treibenden Rolle auf jenen der getriebenen zu übertragen vermag; 2) die Spannungen T und T_1, welche in dem führenden und geführten Riemenstück vorhanden sind, während die Kraft P übertragen wird. Zur Berechnung der wenigstens erforderlichen Werthe dieser Spannungen hat man folgende Formeln:

$$t = \frac{1}{2} P \frac{e^{f \frac{S}{R}} + 1}{e^{f \frac{S}{R}} - 1}$$

$$T = P \frac{e^{f\frac{S}{R}}}{e^{f\frac{S}{R}} - 1}$$

$$T_1 = P \frac{1}{e^{f\frac{S}{R}} - 1}$$

in welchen die Grössen f, S, R, e folgende Bedeutung haben:

f der Reibungscoeffizient für den Riemen auf den Rollen,
S die Bogenlänge, welche der Riemen auf der kleineren der beiden Rollen umfasst,
R der Halbmesser der kleineren Rolle,
e = 2·718 die Basis der natürlichen Logarithmen *).

Die Werthe von f sind:

f = 0·47 für gewöhnlich fette Riemen auf hölzernen Rollen,
f = 0·50 für neue Riemen auf hölzernen Rollen,
f = 0·28 für gewöhnlich fette Riemen auf gusseisernen abgedrehten Rollen,
f = 0·38 für feuchte Riemen auf gusseisernen abgedrehten Rollen,
f = 0·50 für Hanfseile auf hölzernen Rollen.

Zur bequemeren Berechnung von t, T, T_1 dient noch folgende Tabelle, welche für verschiedene Werthe von $\frac{S}{2R\pi}$ und f die entsprechenden Werthe von $e^{f\frac{S}{R}}$ enthält.

*) Wenn man der Sicherheit wegen t etwas grösser nimmt, als nach obiger Formel, welche dem Grenzzustand bezüglich auf das Gleiten oder Nichtgleiten des Riemens entspricht, so wird:

$$T = t + \frac{1}{2} P; \; T_1 = t - \frac{1}{2} P$$ G.

86.

Tabelle zur Berechnung der bei einem Riementrieb vorkommenden Spannungen.

$\frac{S}{2R\pi}$	Werth von $e^{f\frac{S}{R}}$					
	Neue Riemen auf hölzernen Rollen.	Gewöhnliche Riemen		Feuchte Riemen auf Eisen.	Schnüre auf Rollen von Holz	
		auf Holz.	auf Eisen.		rauh.	polirt.
	f = 0·50	f = 0·47	f = 0·28	f = 0·38	f = 0·50	f = 0·33
0·2	1·87	1·81	1·42	1·61	1·87	1·51
0·3	2·57	2·43	1·70	2·05	2·57	1·86
0·4	3·51	3·26	2·02	2·60	3·51	2·29
0·5	4·81	4·38	2·41	3·30	4·81	2·82
0·6	6·59	5·88	2·87	4·19	6·59	3·47
0·7	9·02	7·90	3·42	5·32	9·02	4·27
0·8	12·34	10·61	4·08	6·75	12·34	5·25
0·9	16·89	14·27	4·87	8·58	16·89	6·46
1·0	23·15	19·16	5·81	10·89	23·15	7·95

87.

Praktische Regeln zur Bestimmung der Dimensionen der Rollen und des Riemens, wenn die ganze Kraft, welche in der treibenden Welle enthalten ist, auf die getriebene Welle übertragen werden soll. Taf. XV, Fig. 1 und 2.

a) Durchmesser der Wellen.

Diese werden nach den in Nr. 69 bis 75 aufgestellten Regeln bestimmt.

b) Halbmesser der Rollen.

Der Halbmesser der grösseren von den beiden Rollen (welche mit der langsamer gehenden Welle verbunden ist) darf in den meisten Fällen 6 bis 7 Mal so gross gemacht werden, als der Durchmesser der (gusseisernen) Welle, mit welcher sie verbunden wird. Nur bei sehr starken Uebersetzungen ist dieser Halbmesser 8 bis 12 Mal so gross zu machen, als der entsprechende Wellendurchmesser.

Der Halbmesser der kleineren der beiden Rollen ergibt sich,



wenn man den Halbmesser der grösseren Rolle durch die Uebersetzungszahl dividirt*).

c) Breite des Riemens und der Rollen.

Nennt man:

d den Durchmesser der langsamer gehenden Welle,

R den Halbmesser der Rolle, die mit dieser Welle verbunden ist,

β die Breite } des Riemens,
δ die Dicke }

b die Breite der Rolle,

𝔄 die Spannung, welche in einem Quadrat-Centimeter des führenden Riemenstückes eintreten darf,

so hat man zur Bestimmung von β, δ und b folgende Regeln**):

*) Indem auf den Rollen die Riemenspannung von T in T_1 und von T_1 in T übergebt, ändert sich daselbst entsprechend auch der Dehnungszustand des Riemens, welche Aenderung nothwendig ein gewisses partielles Gleiten desselben auf den Rollen bedingt. In Folge dessen ist die Umfangsgeschwindigkeit v der treibenden Rolle streng genommen etwas grösser, als die Umfangsgeschwindigkeit v_1 der getriebenen Rolle, und zwar:

$$\frac{v}{v_1} = 1 + \frac{P}{\beta \delta \varepsilon}$$

wo P die am Umfang der Rollen übertragene Kraft, β die Breite, δ die Dicke, ε den Elastizitätsmodul des Riemens bedeutet. G.

**) Diese Regeln beruhen auf der Voraussetzung einer gusseisernen Welle und eines gewöhnlich fetten Riemens auf einer gusseisernen abgedrehten Rolle ($f = 0{\cdot}28$), die von dem Riemen ungefähr zur Hälfte umfasst wird. Ist allgemein:

P die am Umfang der Rolle übertragene Kraft,

k P die Spannung des führenden Riemenstücks,

T die grösste Spannungsintensität der Welle in Folge der Uebertragung des Kraftmomentes P R,

so ist:

$$\frac{\beta}{d} = \frac{\pi}{16} \frac{k\,T}{\mathfrak{A} \frac{\delta}{d}} \frac{d}{R}$$

und mit $\delta = 3{\cdot}1 \frac{d}{\mathfrak{A}}$:

$$\frac{\beta}{d} = \frac{k\,T}{15{\cdot}8} \frac{d}{R} = 0{\cdot}0633\ k\ T \frac{d}{R}$$

Für eine nach der Formel:

$$d = 16 \sqrt{\frac{N}{n}}$$

berechnete gusseiserne Welle ist $T = 89$, und es entspricht dann die Regel

$$\frac{\beta}{d} = 10{\cdot}5 \frac{d}{R}$$

dem Werthe $k = 1{\cdot}86$. G.

$$\frac{\beta}{\delta} = 10{\cdot}5 \, \frac{d}{R}$$

$$\delta = 3{\cdot}1 \, \frac{d}{\mathfrak{A}}$$

$$\frac{b}{\beta} = \frac{5}{4}$$

Die angemessenen Werthe $\mathfrak{A}$ sind $= \frac{1}{5}$ der in Nr. 57 angegebenen Coeffizienten der absoluten Festigkeit, also:

Kalbleder	$\mathfrak{A}$ = 26
Schafleder	22
Weisses Rossleder . . .	54
Dünnes Rossleder . . .	44
Kuhleder	54

Mit obigen Formeln findet man:

für $\frac{R}{d}$ =	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\frac{\beta}{d}$ =	2·62	2·10	1·75	1·50	1·31	1·17	1·05	0·95	0·87

Ist z. B. der Durchmesser d einer Welle gleich 8 Centimeter und der Halbmesser R der damit verbundenen Rolle gleich $7 \times 8 = 56$ Centimeter, so ist wegen $\frac{R}{d} = 7$, $\frac{\beta}{d} = 1{\cdot}5$, demnach $\beta = 1{\cdot}5 \times 8 = 12$ Centimeter.

d) Die Hülse, vermittelst welcher die Rolle auf die Welle gekeilt wird.

Durchmesser des Wellenkopfes, auf welchen die Rolle gekeilt wird . . . . $= 1{\cdot}35 \, d$

Metalldicke der Hülse. . . . . $\delta = \frac{1}{2} + \frac{1}{3} \, d$

Länge der Hülse gleich der Rollenbreite.

Breite des Keiles . . . . $k = 0{\cdot}9 \, \delta$

Dicke des Keiles . . . . $k_1 = \frac{1}{2} \, k$

e) Anzahl und Querschnitt der Arme.

Die Anzahl $\mathfrak{N}$ der Rollenarme ist gleich zu machen einer dem Verhältniss $\frac{R}{d}$ aus dem Halbmesser der Rolle und dem Durchmes-

ser der Welle möglichst nahe kommenden ganzen, gewöhnlich geraden Zahl. Zur Bestimmung der Breite und Dicke der Radarme, beide Dimensionen an der Axe gemessen, hat man folgende einfache Formel:

Breite eines Armes (Fig. 2, Taf. XV.) . . . . . . $h = \frac{1 \cdot 7}{\sqrt[3]{\mathfrak{N}}} d$

Dicke eines Armes . . . . $= \frac{1}{2} h$

Querschnittsform: elliptisch.

Die Formel für h liefert folgende Resultate:

für $\mathfrak{N}$ =	4	6	8	10	12
wird $\frac{h}{d}$ =	1·07	0·94	0·85	0·79	0·74

Für eine Welle von 6 Centimeter Durchmesser, mit welcher eine Rolle von $6 \times 8 = 48$ Centimeter Halbmesser verbunden ist, hat man 8 Arme zu nehmen, und jeder derselben wird, an der Axe gemessen, $6 \times 0{\cdot}85 = 5{\cdot}1$ Centimeter breit und $\frac{1}{2}\ 5{\cdot}1 =$ 2·55 Centimeter dick.

88.

Praktische Regeln zur Bestimmung der Dimensionen der Rollen und des Riemens, wenn nur ein Theil der Kraft, welche in der treibenden Welle enthalten ist, auf die getriebene Welle übertragen werden soll.

Wenn nur ein Theil der Kraft, welche in der treibenden Welle enthalten ist, auf die getriebene Welle übertragen werden soll, so darf man sich ebenfalls der in der vorhergehenden Nummer aufgestellten Regeln bedienen, nur muss man nicht den wirklichen Durchmesser der treibenden Welle in Rechnung bringen, sondern denjenigen, welchen sie für die Kraft erhalten müsste, die wirklich auf die zweite Welle übertragen wird. Ueberdies muss noch die Aushöhlung der Hülse dem wirklichen Wellendurchmesser entsprechend gemacht werden. Ein Beispiel wird die Anwendung dieser Regel erklären. Es sei für einen anzuordnenden Riementrieb:

Nutzeffekt in Pferdekräften, welchen die treibende Welle fortpflanzt . . . . = 10

Anzahl der Umdrehungen dieser Welle per 1 Minute . . = 80

Nutzeffekt in Pferdekräften, welcher auf die getriebene Welle übertragen werden soll . . . . = 4·2

Anzahl der Umdrehungen per 1 Minute der getriebenen Welle . . . . = 160

Nun ist nach Tab. 73:

Wirklicher Durchmesser der treibenden Welle (wegen $N = 10$, $n = 80$) . . . . = 8 Centim.

Wirklicher Durchmesser der getriebenen Welle (wegen $N = 4{\cdot}2$, $n = 160$) nahe . . . . = 5 Centim.

Durchmesser, welchen die treibende Welle erhalten müsste, um bei 80 Umdrehungen per 1 Minute eine Kraft von 4·2 Pferden zu übertragen . . . = 6 Centim.

Dieser letztere Durchmesser muss nun in Rechnung gebracht werden, und man findet

nach Nr. 87, b: Halbmesser der treibenden Rolle $= 6 \times 6 =$ 36 Centim.

Halbmesser der getriebenen Rolle $36 \frac{80}{160}$ . . = 18 Centim.

Nach Nr. 87, c: Breite des Riemens $1{\cdot}75 \times 6$. = 10·5 Centim.

Breite der Rollen . . . . $10{\cdot}5 \times \frac{5}{4}$. = 13·1 Centim.

	Grosse Rolle.	*Kleine Rolle.*
Nach Nr. 87, d: Durchmesser des Wellkopfes	$1{\cdot}35 \times 8 = 10{\cdot}8$,	$1{\cdot}35 \times 5 = 6{\cdot}75$
Metalldicke der Hülse	$\frac{1}{2} + \frac{1}{3} \times 6 = 2{\cdot}5$,	$\frac{1}{2} + \frac{1}{3} 5 = 2{\cdot}17$
Länge der Hülsen	$= 13{\cdot}1$	$= 13{\cdot}1$
Breite des Keiles	$0{\cdot}9 \times 2{\cdot}5 = 2{\cdot}25$,	$0{\cdot}9 \times 2{\cdot}17 = 1{\cdot}95$
Dicke des Keiles	$= 1{\cdot}12$	$= 0{\cdot}98$
Nach Nr. 87, e: Anzahl der Arme	$\frac{36}{6} = 6$,	$\frac{18}{5} = 4$ (nahe)
Breite der Arme an den Axen	$0{\cdot}94 \times 6 = 5{\cdot}64$,	$1{\cdot}07 \times 5 = 5{\cdot}35$*)

---

*) Wenn es wesentlich darauf ankäme, dass die getriebene Welle gerade doppelt so viel Umdrehungen macht, als die treibende, so müsste schliesslich darauf Rücksicht genommen werden, dass die Umfangsgeschwindigkeit der getriebenen Rolle etwas kleiner als die der treibenden und deshalb auch ihr Halbmesser entsprechend zu verkleinern ist. Ist

die Dicke des Riemens = 0·4 Centimeter,

der Elastizitätsmodul $\varepsilon = 600$,

so ist mit

$$P = \frac{71620}{36} \frac{4{\cdot}2}{80} = 104{\cdot}4$$

89.

Spannrollen.

Bestimmung des Druckes, mit welchem eine Spannrolle gegen den Riemen wirken muss, damit derselbe, ohne zu gleiten, eine gewisse Kraft zu übertragen vermag.

Nennt man:

L die ganze Länge des Riemens, welcher die Rollen umfasst,
Ω den Querschnitt des Riemens,
ε den Modulus der Elastizität des Leders, Tab. Nr. 57,
t_0 die Spannung im Riemen, wenn die Spannrolle weggenommen wird,
q die Kraft in Kilogrammen, mit welcher die Spannrolle gegen den Riemen gedrückt werden muss, damit in demselben die mittlere Spannung $t = 1·5\ P$ eintritt, bei welcher die Kraft P Kilogramm von dem Umfang der treibenden Rolle auf jenen der getriebenen Rolle übertragen werden kann,
a und b die Entfernungen des Mittelpunktes der Spannrolle von den Punkten, in welchen der Riemen die Rollen berührt,

so hat man annäherungsweise, wenn der Riemen durch die Spannrolle nicht zu stark eingebogen wird und wenn die Spannrolle auf dem führenden Riemen liegt *):

$$q = 2\ P \sqrt{\frac{2\ (a+b)}{a\,b}\ \frac{L\ (1·5\ P - t_0)}{\Omega\,\varepsilon}}$$

Für den Fall, dass die Spannung t_0 gleich 0 und dass $a = b$ ist, hat man:

$$q = 4·9\ P \sqrt{\frac{L\ P}{\Omega\,\varepsilon\,a}}$$

---

nach der Anmerkung zu Nr. 87, b:

$$\frac{v}{v_1} = 1 + \frac{104·4}{0·4 \times 10·5 \times 600} = 1·04$$

und somit der corrigirte Halbmesser der getriebenen Rolle:

$$\frac{18}{1·04} = 17·3 \text{ Centimeter.}$$

G.

*) Allgemein ist:

$$q = \left(t \pm \frac{1}{2}\,P\right) \sqrt{2\ \frac{a+b}{a\,b}\ L\ \frac{t - t_0}{\Omega\,\varepsilon}}$$

wo das Zeichen + oder − gilt, je nachdem die Spannrolle auf dem führenden oder dem geführten Riemen liegt. G.

Setzt man hier:

$$\frac{P}{\Omega} = 25, \quad \varepsilon = 400$$

dann wird:

$$q = 1{\cdot}22 \; P \sqrt{\frac{L}{a}}$$

Zahnräder.

Taf. XVII.

90.

Bestimmung aller Dimensionen der Zahnräder, wenn die totale Kraft, welche in einer Welle enthalten ist, durch zwei Zahnräder auf eine zweite Welle übertragen werden soll.

a) Durchmesser der Welle.

Diese sind nach den in Nr. 69 bis 75 enthaltenen Regeln oder Tabellen zu bestimmen.

b) Relative Grösse eines Rades.

Damit die Räder passende Verhältnisse erhalten, müssen die Halbmesser derselben zum Durchmesser der Wellen in einem gewissen Verhältnisse stehen. Wir nennen das Verhältniss zwischen dem Halbmesser eines Rades und dem Durchmesser der entsprechenden (gusseisernen) Welle: die relative Grösse des Rades, und sagen von einem Rade, dessen relative Grösse z. B. 5 ist, es sei ein 5faches Rad in Bezug auf eine gewisse Welle. — Wenn die Uebersetzungszahl nicht grösser als 4 ist, darf für das langsamer gehende zweier auf einander wirkender Zahnräder immer ein fünf- oder sechsfaches Rad genommen werden; ein fünffaches für aufrechte, ein sechsfaches für liegende Wellbäume. Der Halbmesser des grösseren Rades ist also für aufrechte Wellbäume 5 Mal, für liegende Wellbäume 6 Mal so gross zu machen, als der Durchmesser des Wellbaums. — Der Halbmesser des kleineren Rades wird gefunden, wenn man jenen des grösseren Rades durch die Uebersetzungszahl dividirt. — Wenn die Uebersetzungszahl grösser als 4 ist, ist es am zweckmässigsten, den Halbmesser des kleineren Rades 1·5 bis 3 Mal so gross zu nehmen, als den Durchmesser der schneller gehenden Welle, und dann findet man den Halbmesser des grösseren Rades, wenn man jenen des kleineren Rades mit der Uebersetzungszahl multiplizirt.

c) Dimensionen und Anzahl der Zähne für Räder von Maschinen, die durch Menschenkräfte oder durch andere Motoren bewegt werden.

Es sei:

R der Halbmesser eines Rades,
d der Durchmesser der Welle,
α die Dicke, auf dem Theilkreis gemessen, eines eisernen Zahnes,
β die Breite des Zahnes, d. h. die bei Stirnrädern parallel mit der Axe und bei Kegelrädern nach der Spitze des Grundkegels hin gemessene Dimension eines Zahnes,
γ die Länge eines Zahnes, d. h. die bei Stirnrädern nach radialer Richtung, bei Kegelrädern nach der Spitze des Ergänzungskegels hin gemessene Dimension eines Zahnes,
t die Zahntheilung (der Abstich),
$\mathfrak{Z}$ die Anzahl der Zähne des Rades.

Dies vorausgesetzt, hat man zur Bestimmung von $\alpha, \beta, \gamma, \mathfrak{Z}$, wenn $\frac{\beta}{\alpha}$, R und d gegeben sind:

$$\frac{\beta}{d} = 1{\cdot}33 \sqrt{\frac{\beta}{\alpha} \frac{d}{R}}$$

$$\frac{\gamma}{\alpha} = \frac{3}{2}$$

$$\frac{t}{\alpha} = \begin{cases} 2{\cdot}1 & \text{für Eisen auf Eisen} \\ 2{\cdot}65 & \text{für Holz auf Eisen} \end{cases}$$

$$\mathfrak{Z} = \begin{cases} 2{\cdot}25 \left(\frac{R}{d}\right)^{\frac{3}{2}} \left(\frac{\beta}{\alpha}\right)^{\frac{1}{2}} & \text{für Eisen auf Eisen} \\ 1{\cdot}79 \left(\frac{R}{d}\right)^{\frac{3}{2}} \left(\frac{\beta}{\alpha}\right)^{\frac{1}{2}} & \text{für Holz auf Eisen.} \end{cases}$$

Die Resultate, welche diese Formeln *) liefern, sind in der ersteren der zwei nachfolgenden Tabellen zusammengestellt. Dieselbe gibt für verschiedene Werthe von $\frac{R}{d}$ und von $\frac{\beta}{\alpha}$ die entsprechen-

---

*) Dieselben beruhen auf der Forderung, dass die Spannungsintensität $= T$ der Welle, welche der verdrehenden Wirkung des Momentes $= P R$ des Theilrissdrucks P entspricht, ebenso gross sein soll wie die Spannungsintensität $= \mathfrak{S}$ eines eisernen Zahns resp. $= \frac{9}{4}$ der Spannungsintensität eines hölzernen Zahns, welche der biegenden Wirkung des Theilrissdrucks entspricht, falls derselbe, am Ende des Zahns angreifend und rechtwinklich zur Länge γ gerichtet, gleichförmig in der ganzen Breite β vertheilt ist. G.

den Werthe von $\frac{\beta}{d}$ und von $\mathfrak{Z}$. Für Räder von Maschinen, die durch Menschenkräfte bewegt werden, ist $\frac{\beta}{d}$ gleich 4 bis 5 zu nehmen. Für Räder, die durch Wasser- oder Dampfkraft bewegt werden, darf man in den meisten Fällen $\frac{\beta}{\alpha} = 6$ nehmen. Für sehr schnell gehende Transmissionsräder ist zur Verminderung der Abnützung der Zähne eine grosse Zahnbreite vortheilhaft; daher für derlei Räder $\frac{\beta}{\alpha}$ gleich 7 bis 8 genommen werden soll. Um den Gebrauch dieser Tabelle zu erklären, dienen folgende Beispiele:

Es soll ein sechsfaches Rad für eine Welle von 8 Centimeter Durchmesser construirt werden. Rad und Welle gehören zu einer Winde, die durch Menschenkraft bewegt wird. Es ist also:

Durchmesser der Welle . . . . $d = 8$ Centm.

Relative Grösse des Rades . . . . $\frac{R}{d} = 6.$

Halbmesser des Rades . . . . $R = 6 \times 8 = 48$ Centm.

Verhältniss zwischen Breite und Dicke der Zähne $\frac{\beta}{\alpha} = 5$

Verhältniss zwischen der Zahnbreite und dem Wellendurchmesser (nach Tabelle) . . . . . $\frac{\beta}{d} = 1{\cdot}214$

Zahnbreite . . . . $\beta = 8 \times 1{\cdot}214 = 9{\cdot}7$ Cent.

Anzahl der Zähne (Eisen auf Eisen nach Tabelle) $\mathfrak{Z} = 74.$

Es soll ein fünffaches Transmissionsrad für eine Welle von 16 Centimeter Durchmesser construirt werden. Hier ist:

Durchmesser der Welle . . . . $d = 16$ Centm.

Relative Grösse des Rades . . . . $\frac{R}{d} = 5$

Verhältniss zwischen Breite und Dicke der Zähne $\frac{\beta}{\alpha} = 6$

Verhältniss zwischen Zahnbreite und Wellendurchmesser (nach Tabelle) . . . . $\frac{\beta}{d} = 1{\cdot}456$

Breite der Zähne . . . . . . $\beta = 1{\cdot}456 \times 16 = 23{\cdot}3$ Cent.

Anzahl der Zähne (Holz auf Eisen) . . . . . $\mathfrak{Z} = 49.$

Es soll ein 4·5faches Transmissionsrad für eine sehr schnell gehende Welle von 12 Centimeter Durchmesser construirt werden. Hier ist:

Durchmesser der Welle . . . . $d = 12$ Centm.



Relative Grösse des Rades . . . . $\frac{R}{d} = 4{\cdot}5$

Halbmesser des Rades . . . . $R = 4{\cdot}5 \times 12 = 54$ Centm.

Verhältniss zwischen Breite und Dicke der Zähne $\frac{\beta}{\alpha} = 7$

Verhältniss zwischen Zahnbreite und Wellendicke $\frac{\beta}{d} = 1\,659$

Zahnbreite . . . . $\beta = 1{\cdot}659 \times 12 = 20$ Centm.

Anzahl der Zähne (Holz auf Eisen) . . . . . $\mathfrak{Z} = 45$.

d) Bestimmung der Welle, welche einem Rade von gegebenen Abmessungen entspricht.

Wenn das Rad gegeben ist und die Welle gesucht wird, kennt man: $\frac{R}{\beta}$, $\frac{\beta}{\alpha}$, und dann findet man:

$$\frac{d}{\beta} = 0{\cdot}827 \frac{\sqrt[3]{\frac{R}{\beta}}}{\sqrt[3]{\frac{\beta}{\alpha}}}$$

$$\mathfrak{Z} = \begin{cases} 2{\cdot}99 \left(\frac{\beta}{\alpha}\right)\left(\frac{R}{\beta}\right) & \text{für Eisen auf Eisen} \\ 2{\cdot}37 \left(\frac{\beta}{\alpha}\right)\left(\frac{R}{\beta}\right) & \text{für Holz auf Eisen.} \end{cases}$$

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in der letzteren der zwei folgenden Tabellen zusammengestellt.

Beispiel. Es sei für ein bestehendes Rad $\beta = 20$ Centimeter, $R = 100$ Centimeter, $\frac{\beta}{\alpha} = 6$. Dann findet man in der Tabelle: $\frac{d}{\beta} = 0{\cdot}778$; folglich wird $d = 0{\cdot}778 \times 20 = 15{\cdot}56$ Centimeter; ferner ist nach der Tabelle für Eisen auf Eisen: $\mathfrak{Z} = 90$.

Zu 90, c. *Tabelle über die Dimensionen und Anzahl der Zähne für Räder.*

$\frac{R}{d}$	$\frac{\beta}{\alpha}=4$			$\frac{\beta}{\alpha}=5$			$\frac{\beta}{\alpha}=6$			$\frac{\beta}{\alpha}=7$			$\frac{\beta}{\alpha}=8$		
	$\frac{\beta}{d}$	3 Eisen Eisen	3 Holz Eisen	$\frac{\beta}{d}$	3 Eisen Eisen	3 Holz Eisen	$\frac{\beta}{d}$	3 Eisen Eisen	3 Holz Eisen	$\frac{\beta}{d}$	3 Eisen Eisen	3 Holz Eisen	$\frac{\beta}{d}$	3 Eisen Eisen	3 Holz Eisen
1·0	2·660	5	4	2·974	5	4	3·257	6	4	3·519	6	5	3·761	6	5
1·5	2·172	8	7	2·429	9	7	2·660	10	8	2·873	11	9	3·071	12	9
2·0	1·881	13	10	2·103	14	11	2·304	16	12	2·488	17	13	2·660	18	14
2·5	1·682	18	14	1·881	20	16	2·060	22	17	2·225	24	19	2·379	25	20
3·0	1·536	23	19	1·717	26	21	1·881	29	23	2·031	31	25	2·172	33	26
3·5	1·422	29	23	1·589	33	26	1·741	36	29	1·881	39	31	2·011	42	33
4·0	1·330	36	29	1·487	40	32	1·629	44	35	1·760	48	38	1·881	51	40
4·5	1·254	43	34	1·402	48	38	1·536	53	42	1·659	57	45	1·773	61	48
5·0	1·190	50	40	1·330	56	45	1·456	62	49	1·573	67	53	1·682	71	57
5·5	1·134	58	46	1·268	65	52	1·390	71	57	1·500	77	61	1·604	82	65
6·0	1·086	66	53	1·214	74	59	1·330	81	64	1·436	87	70	1·536	94	74
6·5	1·043	75	59	1·166	83	66	1·278	91	73	1·381	99	79	1·476	106	84
7·0	1·005	83	66	1·124	93	74	1·231	102	81	1·330	110	88	1·422	118	94
7·5	0·971	92	74	1·086	103	82	1·190	113	90	1·285	122	97	1·374	131	104
8·0	0·940	102	81	1·051	114	91	1·152	125	99	1·244	135	107	1·330	144	115
8·5	0·912	112	89	1·020	125	99	1·117	137	109	1·207	148	117	1·290	158	125
9·0	0·887	122	97	0·991	136	108	1·086	149	118	1·173	161	128	1·254	172	137
9·5	0·863	132	105	0·965	147	117	1·057	161	128	1·142	174	139	1·221	186	148
10·0	0·841	142	113	0·940	159	127	1·030	174	139	1·113	188	150	1·190	201	160

Zu 90, d. *Tabelle zur Bestimmung der Welle, welche einem Rade von gegebenen Abmessungen entspricht.*

$\frac{R}{\beta}$	$\frac{\beta}{\alpha} = 4$			$\frac{\beta}{\alpha} = 5$			$\frac{\beta}{\alpha} = 6$			$\frac{\beta}{\alpha} = 7$			$\frac{\beta}{\alpha} = 8$		
	$\frac{d}{\beta}$	$\mathfrak{Z}$ Eisen Eisen	$\mathfrak{Z}$ Holz Eisen	$\frac{d}{\beta}$	$\mathfrak{Z}$ Eisen Eisen	$\mathfrak{Z}$ Holz Eisen	$\frac{d}{\beta}$	$\mathfrak{Z}$ Eisen Eisen	$\mathfrak{Z}$ Holz Eisen	$\frac{d}{\beta}$	$\mathfrak{Z}$ Eisen Eisen	$\mathfrak{Z}$ Holz Eisen	$\frac{d}{\beta}$	$\mathfrak{Z}$ Eisen Eisen	$\mathfrak{Z}$ Holz Eisen
0·5	0·413	6	5	0·384	7	6	0·361	9	7	0·343	10	8	0·328	12	9
1·0	0·521	12	9	0·484	15	12	0·455	18	14	0·432	21	17	0·413	24	19
1·5	0·596	18	14	0·554	22	18	0·521	27	21	0·495	31	25	0·473	36	28
2·0	0·656	24	19	0·609	30	24	0·573	36	28	0·545	42	33	0·521	48	38
2·5	0·707	30	24	0·656	37	30	0·618	45	36	0·587	52	41	0·561	60	47
3·0	0·751	36	28	0·698	45	36	0·656	54	43	0·624	63	50	0·596	72	57
3·5	0·791	42	33	0·734	52	41	0·691	63	50	0·656	73	58	0·628	84	66
4·0	0·827	48	38	0·768	60	47	0·722	72	57	0·686	84	66	0·656	96	76
4·5	0·860	54	43	0·798	67	53	0·751	81	64	0·714	94	75	0·683	108	85
5·0	0·891	60	47	0·827	75	59	0·778	90	71	0·739	105	83	0·707	120	95
5·5	0·920	66	52	0·854	82	65	0·803	99	78	0·763	115	91	0·730	132	104
6·0	0·947	72	57	0·879	90	71	0·827	108	85	0·786	126	100	0·751	144	114
6·5	0·972	78	62	0·903	97	77	0·849	117	92	0·807	136	108	0·772	155	123
7·0	0·997	84	66	0·925	105	83	0·871	126	100	0·827	147	116	0·791	167	133
7·5	1·020	90	71	0·947	112	89	0·891	135	107	0·846	157	124	0·809	179	142
8·0	1·042	96	76	0·967	120	95	0·910	144	114	0·865	167	133	0·827	191	152
8·5	1·063	102	81	0·987	127	101	0·929	152	121	0·882	178	141	0·844	203	161
9·0	1·084	108	85	1·006	135	107	0·947	161	128	0·899	188	149	0·860	215	171
9·5	1·103	114	90	1·024	142	113	0·964	170	135	0·916	199	158	0·876	227	180
10·0	1·122	120	95	1·042	150	119	0·981	179	142	0·931	209	166	0·891	239	190

e) Querschnittsdimensionen der Zahnkränze. Taf. XVII.

Die Querschnittsdimensionen des Zahnkranzes dürfen alle der Zahnbreite β proportional gemacht werden. Die Figuren 1 bis 9 enthalten die Verhältnisszahlen zwischen den Querschnittsdimensionen der Zahnkränze und der Zahnbreite. Die Verhältnisszahlen der Figuren 1, 3, 4, 6, 7, 9 dürfen für jedes Verhältniss von $\frac{\beta}{\alpha}$ gebraucht werden. Die Verhältnisszahlen der Figuren 2, 5, 8 gelten aber nur für den gewöhnlicheren Fall, wenn $\frac{\beta}{\alpha} = 6$ ist. Für den Gebrauch dieser Zeichnungen dienen folgende Erklärungen:

Fig. 1. Querschnitt eines Stirnrades mit hölzernen Zähnen für Räder bis zu 20 Centimeter Zahnbreite.

Fig. 3. Querschnitt eines Kegelrades mit hölzernen Zähnen für Räder bis zu 20 Centimeter Zahnbreite.

Fig. 2. Durchschnitt eines Kegel- oder Stirnrades mit hölzernen Zähnen.

Fig. 4. Querschnitt eines Stirnrades mit eisernen Zähnen.

Fig. 6. Querschnitt eines Kegelrades mit eisernen Zähnen.

Fig. 5. Ansicht eines Stirnrades mit eisernen Zähnen.

Fig. 7. Querschnitt eines Stirnrades mit hölzernen Zähnen für Räder über 20 Centimeter Zahnbreite.

Fig. 9. Querschnitt eines Kegelrades mit hölzernen Zähnen für Räder über 20 Centimeter Zahnbreite.

Fig. 8. Durchschnitt eines Rades mit hölzernen Zähnen.

f) Dimensionen der Hülse und des Keiles. Fig. 10—13.

Länge der Hülse . . . . $l = \beta + 0{\cdot}06\ R$

Durchmesser der Höhlung . . . . $d_1 = \frac{5}{4}\ d$

Metalldicke der Hülse . . . . $\delta = \frac{1}{2} + \frac{1}{3}\ d$

Breite des Keiles . . . . $k = 0{\cdot}9\ \delta^*$

Dicke des Keiles . . . . $= \frac{1}{2}\ k$

g) Anzahl und Dimensionen der Radarme. Fig. 10—13.

Die Anzahl der Radarme ist gleich der relativen Grösse $\frac{R}{d}$ des Rades zu nehmen. Ist $\frac{R}{d}$ eine unganze Zahl, so nimmt man

für die Anzahl der Arme die ganze Zahl, welche dem Werth von $\frac{R}{d}$ am nächsten liegt.

Nennt man:
$\mathfrak{N}$ die Anzahl der Arme eines Rades,
d den Durchmesser der Welle,
h die Breite der Hauptnerve eines Armes,
so hat man zur Bestimmung von h die Formel:

$$\frac{h}{d} = \frac{1{\cdot}7}{\sqrt[3]{\mathfrak{N}}}$$

Aus dieser findet man:

Für $\mathfrak{N}$ =	4	5	6	8	10	12
$\frac{h}{d}$ =	1·07	0·99	0·94	0·85	0·79	0·74

Ist h bestimmt, so hat man ferner zu nehmen:

Dicke der Hauptnerve . . , ... $= \frac{1}{5}$ h

Dicke der Nebennerve . . . . $= \frac{1}{6}$ h

Breite des Armes am Zahnkranz *) . . . . $= \frac{3}{4}$ h

---

*) Es sei:
l die Länge eines Armes vom äusseren Umfang der Hülse bis zum inneren Umfang des Zahnkranzes,
a der äussere Halbmesser der Hülse,
b die Breite der Hauptnerve eines Armes am äusseren Umfang der Hülse,
b_1 die entsprechende Breite am inneren Umfang des Kranzes.

Dann findet man dasjenige Verjüngungsverhältniss der Hauptnerve des Arms, bei welchem die grösste Spannungsintensität $\mathfrak{S}$ in beiden Endquerschnitten gleich gross ist, näherungsweise:

$$\frac{b_1}{b} = \sqrt{\frac{5\,l + 12\,a}{15\,l + 12\,a}}$$

z. B. mit durchschnittlich $l = 3\,a$: $\frac{b_1}{b} = 0{\cdot}69$.

Demselben würde mit durchschnittlich $l = \frac{2}{3}$ R entsprechen:

$$\frac{h_1}{h} = \frac{1}{R}\,\frac{b_1}{b} = 0{\cdot}46$$

unter h und h_1 die Breiten der Hauptnerve an der Axe und im Theilkreise verstanden, wenn man dieselbe bis zu diesen Stellen verlängert denkt.

91.

Abmessungen der Räder, wenn dieselben nur einen Theil der Kraft übertragen, welche in der Welle wirkt.

Wenn nur ein Theil der Kraft, welche in einer Welle enthalten ist, vermittelst zweier Räder auf eine zweite Welle übertragen werden soll, dürfen die in vorhergehender Nummer aufgestellten Regeln ebenfalls angewendet werden; man muss jedoch statt des wirklichen Durchmessers der treibenden Welle denjenigen Durchmesser in Rechnung bringen, welcher der Kraft entspricht, die in

---

Eine solche theoretisch rationellste Verjüngung vorausgesetzt, findet man ferner mit Rücksicht auf die besondere Art der Biegung der Arme unter dem Einfluss des Theilrissdrucks P, wenn m b die constante Dicke der, wie vorausgesetzt, diesem Einfluss allein unterworfenen Hauptnerven bedeutet:

$$b = \sqrt[3]{\frac{9}{2} \frac{5l + 4a}{5l + 6a} \frac{Pl}{m\mathfrak{S}\mathfrak{N}}}$$

insbesondere mit $l = 3a = \frac{2}{3} R$; $m = \frac{1}{5}$:

$$b = \sqrt[3]{\frac{95}{7} \frac{PR}{\mathfrak{S}\mathfrak{N}}}$$

Daraus folgt in Verbindung mit der Gleichung:

$$PR = T \frac{\pi d^3}{16}$$

worin T die grösste Spannungsintensität der Welle bedeutet:

$$\frac{b}{d} = \sqrt[3]{\frac{95\pi}{7 \times 16} \frac{T}{\mathfrak{S}}} \frac{1}{\sqrt[3]{\mathfrak{N}}}$$

Nach den Regeln:

$$\frac{h}{d} = \frac{1 \cdot 7}{\sqrt[3]{\mathfrak{N}}} \text{ und } \frac{h_1}{h} = \frac{3}{4}$$

wäre mit $\frac{a}{R} = \frac{2}{9}$: $\frac{b}{d} = \frac{17}{18} \frac{1 \cdot 7}{\sqrt[3]{\mathfrak{N}}}$

und aus der Vergleichung beider Ausdrücke von $\frac{b}{d}$ folgt:

$$\mathfrak{S} = 0 \cdot 64\, T$$

Die nach den im Text angeführten Regeln construirten Arme sind somit auch abgesehen von der Beihülfe der Nebennerven unter normalen Umständen weniger angestrengt, als die Welle, und desshalb im Stande, bei etwa stossweiser Wirkung des Theilrissdrucks entsprechende Wirkungsgrössen ohne Gefahr übermässiger Anstrengung in sich aufzunehmen. G.

der That übertragen wird. Beispiel: Von einer Welle, welche 156 Pferdekräfte mit 80 Umdrehungen per 1 Minute fortpflanzt, sollen vermittelst zweier Räder 40 Pferdekräfte auf eine zweite Welle übertragen werden, und diese letztere soll per 1 Minute 160 Umdrehungen machen.

Hier ist:

Wirklicher Durchmesser der treibenden Welle $16 \sqrt[3]{\frac{156}{80}} = 20$ Ctm.

Wirklicher Durchmesser der getriebenen Welle $16 \sqrt[3]{\frac{40}{160}} = 10{\cdot}1$ Ctm.

Durchmesser einer Transmissionswelle für

40 Pferdekraft u. 80 Umdrehungen per 1 Min. $16 \sqrt[3]{\frac{40}{80}} = 12{\cdot}7$ Cent.

Vermittelst dieses letzteren Durchmessers findet man nun durch Anwendung der in Nr. 90 aufgestellten Regeln:

Halbmesser des treibenden Rades . . $5 \times 12{\cdot}7 = 63{\cdot}5$ Centim.

Halbmesser des getriebenen Rades . . $\frac{1}{2} 63{\cdot}5 = 31{\cdot}75$ Centim.

Zahnbreite der Räder $\left(\frac{\beta}{\alpha} = 6, \frac{R}{d} = 5\right)$ $1{\cdot}456 \times 12{\cdot}7 = 18{\cdot}5$ Ctm.

Anzahl der Zähne (Eisen auf Eisen) . . . . $\begin{cases} = 62 \\ = 31 \end{cases}$

92.

Abmessungen der Räder, wenn ein Theil der Kraft, welche in der treibenden Welle enthalten ist, vermittelst eines in mehrere andere Räder eingreifenden Rades auf mehrere Axen übertragen werden soll.

Auch in diesem Falle können die Regeln von Nr. 90 angewendet werden, wenn man die geeigneten Wellendurchmesser in Rechnung bringt. Wie diese gefunden werden, erhellt aus folgendem Beispiel. Eine Welle A macht per 1 Minute 60 Umdrehungen und enthält einen Effekt von 80 Pferden. Von dieser Welle aus sollen 50 Pferdekraft auf drei andere Wellen B, C, D übertragen werden, und zwar auf B 10, auf C 15 und auf D 25 Pferdekräfte, und die Geschwindigkeiten dieser drei Wellen sollen sein: für B 60, für C 80, für D 120 Umdrehungen per 1 Minute. Die mit den Wellen A, B, C, D zu verbindenden Räder seien A_1, B_1, C_1, D_1.

Die wirklichen Wellendurchmesser sind für:

A	B	C	D	
17·6	8·8	9·2	9·5	Centimeter.

Die Zähne des Rades A_1 müssen so stark sein wie bei einem Rad, welches mit 60 Umdrehungen einen Effekt von 25 Pferdekräften überträgt.

Zur Bestimmung der Zähne muss demnach eine Welle von $16 \sqrt[3]{\frac{25}{60}} =$ 12 Centimeter in Rechnung gebracht werden, und man erhält:

Halbmesser des Rades A_1	$6 \times 12 = 72$	Centimeter.
„ „ „ B_1	$= 72$	„
„ „ „ C_1	$72 \frac{60}{80} = 54$	„
„ „ „ D_1	$72 \frac{60}{120} = 36$	„
Zahnbreite sämmtl. Räder $\left(\frac{\beta}{\alpha} = 6\right)$	$1·33 \times 12 = 16$	„
Anzahl der Zähne des Rades A_1 (Eisen auf Eisen)	$= 81$	„

Die Arme des Rades A_1 übertragen einen Effekt von 50 Pferden; zur Bestimmung der Arme des Rades A_1 muss demnach eine Welle von $16 \sqrt[3]{\frac{50}{60}} = 15·1$ Centim. in Rechnung gebracht werden, und man erhält:

Anzahl der Arme des Rades A_1	$= 6$
Breite eines Radarmes . . . . $15·1 \times 0·94$	$= 14·2$

Die Arme der Räder B_1, C_1, D_1 sind nach den wirklichen Wellendurchmessern von B, C, D zu construiren.

93.

Die Schraube ohne Ende.

Wenn eine Schraube ohne Ende sammt dem dazu gehörigen Zahnrad construirt werden soll, wird jederzeit eine der beiden Drehungsaxen entweder unmittelbar gegeben oder leicht zu bestimmen sein.

Nennt man nun:

d den Durchmesser der Schraubenaxe,
d_1 den Durchmesser der Radaxe,
$\mathfrak{N}$ die Anzahl der Zähne des Rades,
β die Zahnbreite, α die Zahndicke,
R den Halbmesser des Rades,
r den Halbmesser der Schraube,

so hat man, wenn $\mathfrak{R}$ und entweder d oder d_1 bekannt sind, zur Bestimmung der übrigen Grössen folgende Beziehungen:

$$\frac{d_1}{d} = 0{\cdot}69 \sqrt[3]{\mathfrak{R}}$$

$$\frac{R}{d} = 0{\cdot}25\ \mathfrak{R}$$

$$\frac{\beta}{d} = 3$$

$$\frac{r}{d} = 2$$

$$\frac{\beta}{\alpha} = 4\ *)$$

---

*) Ist N der Effekt in Pferdekräften, welcher in der Schraubenaxe treibend wirkt,

N_1 der Effekt in Pferdekräften, welchen die Radaxe empfängt, so entsprechen die obigen Werthe der Verhältnisse:

$$\frac{d_1}{d} \quad \frac{R}{d} \quad \frac{\beta}{d}$$

der Voraussetzung: $N_1 = \frac{1}{3} N$. Allgemein ist für $\beta = 4\,\alpha$ und einerlei Materia beider Axen:

$$\frac{d_1}{d} = \sqrt[3]{\frac{N_1}{N}\,\mathfrak{R}}$$

$$\frac{R}{d} = 0{\cdot}367\ \mathfrak{R} \sqrt[3]{\frac{N_1}{N}}$$

$$\frac{\beta}{d} = 4{\cdot}392 \sqrt[3]{\frac{N_1}{N}}$$

Hieraus ergibt sich:

für $\frac{N_1}{N} =$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$
$\frac{d_1}{d} =$	$0{\cdot}794 \sqrt[3]{\mathfrak{R}}$	$0{\cdot}693 \sqrt[3]{\mathfrak{R}}$	$0{\cdot}630 \sqrt[3]{\mathfrak{R}}$	$0{\cdot}585 \sqrt[3]{\mathfrak{R}}$
$\frac{R}{d} =$	$0{\cdot}291\ \mathfrak{R}$	$0{\cdot}254\ \mathfrak{R}$	$0{\cdot}231\ \mathfrak{R}$	$0{\cdot}215\ \mathfrak{R}$
$\frac{\beta}{d} =$	3·48	3·04	2·77	2·57

G.

94.

Lagerstühle. Taf. XVIII, XIX, XX.

Taf. XVIII. Lagerstuhl für eine Uebersetzung von einer liegenden Welle auf eine aufrechte Welle.

Taf. XIX. Fig. 1, 2, 3. Lagerstuhl für eine Uebersetzung von einer aufrechten Welle auf eine liegende Welle.

Taf. XIX. Fig. 4, 5, 6. Lagerstuhl für eine Uebersetzung von einer aufrechten Welle auf zwei liegende Wellen.

Taf. XX. Fig. 1, 2, 3. Lagerstuhl für Uebersetzungen von einer liegenden Welle auf zwei andere ebenfalls liegende Wellen und auf eine aufrechte Welle.

Taf. XX. Fig. 4, 5, 6. Lagerstuhl für eine Uebersetzung von einer aufrechten Welle auf eine liegende Welle.

95.

Schmiedeiserne Winkelhebel. Taf. XV, Fig. 3.

Wenn ein Winkelhebel construirt werden soll, sind in der Regel gegeben: 1) die Längen p, q der beiden Schenkel, 2) der Winkel α, welchen sie zusammen bilden, 3) die Kraft, welche am Ende eines der beiden Schenkel wirkt. Als gegebene Grössen nehmen wir also an: p, q, α und die am Ende von p wirkende Kraft P. Als zu suchende Grössen: die Durchmesser δ_p, δ_q, d der Zapfen und die Querschnittsdimensionen der Arme. Vorausgesetzt, dass der Hebel mit einseitigen Zapfen versehen wird, hat man:

$$\delta_p = 0{\cdot}12 \sqrt{P}$$

$$\delta_q = \delta_p \sqrt{\frac{p}{q}}$$

$$d = \delta_p \sqrt[4]{1 + \left(\frac{p}{q}\right)^2 - 2\left(\frac{p}{q}\right) \text{Cos}\,\alpha}$$

Die Werthe der vierten Wurzel, mit welchen δ_p multiplizirt werden muss, um d zu erhalten, kann man aus folgender Tabelle nehmen.

Verhältniss $\frac{p}{p}$	Werth von $\sqrt[4]{1+\left(\frac{q}{p}\right)^2-2\left(\frac{p}{q}\right)\operatorname{Cos}\alpha}$ für						
	$\alpha = 180$	$\alpha = 150$	$\alpha = 120$	$\alpha = 90$	$\alpha = 60$	$\alpha = 30$	$\alpha = 0$
1	1·41	1·39	1·32	1·19	1·00	0·72	0·00
2	1·73	1·71	1·63	1·50	1·32	1·11	1·00
3	2·00	1·97	1·90	1·78	1·63	1·48	1·41
4	2·24	2·21	2·14	2·03	1·90	1·78	1·73
5	2·45	2·43	2·36	2·26	2·14	2·04	2·00
6	2·65	2·62	2 56	2 47	2·36	2·27	2·24
7	2·83	2·81	2·75	2·66	2·56	2·48	2·45
8	3·00	2·98	2·92	2·84	2·75	2 67	2·65
9	3·16	3·14	3·09	3·01	2·92	2·85	2·83
10	3·32	3 30	3·25	3 17	3·09	3·02	3 00

Für den Fall, dass zweiseitige Zapfen genommen werden sollen, macht man zuerst die Berechnung, wie wenn einseitige Zapfen zu nehmen wären, und multiplizirt die sich so ergebenden Durchmesser mit 0·7.

Zur Bestimmung der Querschnittsdimensionen h und b der beiden Hebelarme, gemessen an der Drehungsaxe, dient die folgende Formel:

$$\frac{h}{\delta_p} = \sqrt[3]{\frac{6\pi}{16}\left(\frac{h}{b}\right)\left(\frac{p}{\delta_p}\right)\left(\frac{\delta_p}{c}\right)}$$

in welcher c die Länge des Zapfens bedeutet, dessen Durchmesser gleich δ_p ist.

Die Resultate dieser Formel unter der Voraussetzung: $\frac{\delta_p}{c} = \frac{2}{3}$ sind in folgender Tabelle enthalten.

Verhältniss	Werthe von $\frac{h}{\delta_p}$, wenn			
$\frac{p}{\delta_p}$	$\frac{h}{b} = 2$	$\frac{h}{b} = 3$	$\frac{h}{b} = 4$	$\frac{h}{b} = 5$
5	2·0	2·3	2·5	2·7
10	2·5	2·9	3·2	3·4
20	3·2	3·6	4·0	4·3
30	3·6	4·1	4·6	4·9
40	4·0	4·6	5·0	5·4
50	4·3	4·9	5·4	5·8
60	4·6	5·2	5·7	6·2
70	4·8	5·5	6·0	6·5
80	5·0	5·7	6·3	6·8
90	5·2	6·0	6·6	7·1
100	5·4	6·2	6·8	7·3

Ein Beispiel wird den Gebrauch dieser Regeln erklären. Es sei für einen zu construirenden Winkelhebel $p = 100$ Centimeter, $q = 10$ Centimeter, $\alpha = 120^0$, $P = 144$ Kilogramm. Dann findet man: $\delta_p = 1{\cdot}44$ Centimeter, $\delta_p = 1{\cdot}44 \sqrt{\frac{100}{10}} = 4{\cdot}55$ Centm. Wegen $\frac{p}{q} = 10$ und $\alpha = 120^0$ findet man aus der ersten Tabelle $d = 1{\cdot}44 \times 3{\cdot}25 = 4{\cdot}68$ Centimeter. Nimmt man $\frac{h}{b} = 3$ an, so gibt die zweite Tabelle, weil $\frac{p}{\delta_p} = \frac{100}{1{\cdot}44} = 70$ ist, $\frac{h}{\delta_p} = 5{\cdot}5$. Demnach wird $h = 5{\cdot}5 \times 1{\cdot}44 = 7{\cdot}92$ Centim., und $b = \frac{7{\cdot}92}{3} = 2{\cdot}64$ Centim.

96.

Kurbel und kurbelartige Hebel. Taf. XV, Fig. 4, 5, 6.

Es sei:

D der Durchmesser der Welle,
d der Durchmesser des Zapfens,
A die Länge des Armes, vom Mittel der Welle bis zum Mittel des Zapfens gemessen.

Dies vorausgesetzt hat man, wenn A und d gegeben und D zu suchen ist:

$\frac{D}{d} = 0{\cdot}9 \sqrt[3]{\frac{A}{d}}$, wenn der Zapfen und die Welle von Schmiedeisen,

$\frac{D}{d} = 1{\cdot}1 \sqrt[3]{\frac{A}{d}}$, wenn Zapfen von Schmied- u. Welle von Gusseisen.

Wenn dagegen A und D gegeben sind und d gesucht wird, hat man:

$\frac{d}{D} = 1{\cdot}171 \sqrt{\frac{D}{A}}$, wenn der Zapfen und die Welle von Schmiedeisen,

$\frac{d}{D} = 0{\cdot}867 \sqrt{\frac{D}{A}}$, wenn Zapfen von Schmied- u. Welle von Gusseisen.

Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in folgender Tabelle enthalten.

$\frac{A}{d}$	$\frac{D}{d}$		$\frac{A}{D}$	$\frac{d}{D}$	
	Welle und Zapfen von Schmied-Eisen.	Welle von Guss-Eisen, Zapfen von Schmied-Eisen.		Welle und Zapfen von Schmied-Eisen.	Welle von Guss-Eisen, Zapfen von Schmied-Eisen.
4	1·429	1·746	2	0·828	0·613
5	1·539	1·881	3	0·676	0·501
6	1·635	1·999	4	0·585	0·433
7	1·722	2·104	5	0·524	0·388
8	1·800	2·200	6	0·478	0·354
9	1·872	2·288	7	0·443	0·328
10	1·939	2·370	8	0·414	0·307
12	2·060	2·518	9	0·390	0·289
14	2·169	2·651	10	0·370	0·274
16	2·268	2·772	11	0·353	0·261
18	2·359	2·883	12	0·338	0·250
20	2·443	2·986	13	0·325	0·240

Die Querschnittsdimensionen des Armes für einen kurbelartigen Hebel können nach der in vorhergehender Nummer aufgestellten Regel bestimmt werden. Die Dimensionen der Arme und Hülsen für die eigentlichen Kurbeln erhält man vermittelst der in die Figuren 5 und 6 eingetragenen Verhältnisszahlen und Formeln. Fig. 5 ist eine gusseiserne, Fig. 6 eine schmiedeiserne Kurbel.

97.

Kurbelaxen.

Taf. XVI, Fig. 1 und 2.

Die wesentlichsten Abmessungen der Kurbelaxen können nach folgenden Regeln bestimmt werden:

a) Wenn die Kraft nach einer Seite durch Torsion übertragen wird. Fig. 1.

Nennt man:

P den Druck in Kilogrammen gegen den Kurbelzapfen,

r den Halbmesser der Kurbel,
d den Durchmesser des Kurbelzapfens,
d_1 den Durchmesser des Tragzapfens,
D den Durchmesser der Welle im Lager,
l die Entfernung der mittleren Ebene der Kurbel vom Mittel des Lagers,
} Centimeter

so ist*):

$$D = 0{\cdot}29 \sqrt[3]{Pr} \qquad \frac{d}{D} = \sqrt[3]{\frac{l}{r}} \qquad d_1 = 0{\cdot}14 \sqrt{P}$$

*) Neben der Forderung, dass die grösste Spannungsintensität in allen Theilen gleich gross = 210 Kilogr. per 1 Quadratcentimeter sein soll, liegt diesen Formeln die Voraussetzung zu Grunde, dass die Welle im Lager nur auf Torsion, der Kurbelzapfen nur auf Bruch in Anspruch genommen werde, und in Betreff der Vertheilung des Drucks P auf beide Lager ist die Kurbelaxe einem an beiden Enden lose gestützten stabförmigen Körper verglichen.

Wenn man aber die Biegung der Kurbelaxe wie diejenige eines stabförmigen Körpers in Rechnung stellt, welcher nur am einen Ende (am Tragzapfen) lose gestützt, am anderen dagegen eingeklemmt ist, und wenn man darauf Rücksicht nimmt, dass der Wellenhals sowohl wie der Kurbelzapfen und die zwischen ihnen liegende Hälfte der Kurbelaxe zugleich auf Torsion und auf Bruch in Anspruch genommen werden, so findet man, falls noch mit D_1 der Werth bezeichnet wird, bis zu welchem der Durchmesser der anderen, nur auf Bruch in Anspruch genommenen Hälfte der Kurbelaxe vom Tragzapfen gegen die Mittel-



b) Wenn die Kraft zur Hälfte nach einer, zur Hälfte nach der andern Seite übertragen wird. Fig 2.

Nennt man:

P den Druck in Kilogrammen gegen den Kurbelzapfen,
r den Halbmesser der Kurbel,
d den Durchmesser des Kurbelzapfens,
D den Durchmesser der Welle im Lager,
l die Entfernung der mittleren Ebene der Kurbel vom Mittel eines Lagers,

so ist *):

$$D = 0{\cdot}29 \sqrt[3]{\frac{1}{2} P r} \qquad \frac{d}{D} = 1{\cdot}26 \sqrt[3]{\frac{l}{r}}$$

---

ebene der Kurbel hin wachsen muss, und wenn wie oben die grösste Spannungsintensität aller Theile = 210 gesetzt wird:

$$d_1 = 0{\cdot}107 \sqrt{P} \qquad D_1 = 0{\cdot}247 \sqrt[3]{P l}$$

$$\frac{d}{D_1} = \sqrt[3]{\frac{3 l + 5 \sqrt{l^2 + r^2}}{8 l}}; \quad \frac{D}{D_1} = \sqrt[3]{1{\cdot}2 \frac{3 l + 5 \sqrt{l^2 + 7 r^2}}{8 l}}$$

Die das Kraftmoment P r fortpflanzende Hälfte der Kurbelaxe ist cylindrisch mit dem Durchmesser D zu machen. Man findet z. B.:

für $\frac{r}{l}$ =	0·4	0·6	0·8	1·0
$\frac{d}{D_1}$ =	1·016	1·033	1·055	1·080
$\frac{D}{D_1}$ =	1·155	1·229	1·302	1·370

G.

*) Diese Formeln beruhen auf der Voraussetzung, dass jeder Wellenhals nur auf Torsion, der Kurbelzapfen nur auf Bruch und zwar so in Anspruch genommen werde, wie wenn die Kurbelaxe beiderseits lose gestützt wäre. Wird aber die Kurbelaxe in Betreff ihrer Biegung einem beiderseits eingeklemmten Stab verglichen und darauf Rücksicht genommen, dass die Wellenhälse ausser auf Torsion zugleich auf Bruch in Anspruch genommen sind, so findet man unter übrigens derselben Voraussetzung, welche den Formeln im Text zu Grunde liegt, dass nämlich die grösste Spannungsintensität in allen Theilen = 210 Kilogramm per 1 Quadratcentimeter sein soll:

$$d = 0{\cdot}230 \sqrt[3]{P l}; \qquad \frac{D}{d} = \sqrt[3]{\frac{3 l + 5 \sqrt{l^2 + 4 r^2}}{8 l}}$$

z. B. für $\frac{r}{l}$ =	0·4	0·6	0·8	1·0
ist $\frac{D}{d}$ =	1·055	1·105	1·158	1·210

G.

98.

Traversen. Taf. XXI, Fig. 1.

Grund- und Aufriss. Wenn eine Traverse construirt werden soll, ist jederzeit die halbe Länge A derselben und der Durchmesser d der Zapfen gegeben, die übrigen Dimensionen sind zu bestimmen. Nennt man h und b die Höhe und Breite der Traverse in der Mitte, so findet man diese Grössen durch folgende Formeln:

$$\frac{h}{d} = 1.33 \sqrt[3]{\frac{A}{d}}$$

$$b = \frac{1}{3} h$$

deren Resultate in folgender Tabelle enthalten sind.

Wenn $\frac{A}{d}$ =	4	5	6	7	8	9	10	12	14
wird $\frac{h}{d}$ =	2·11	2·27	2·42	2·54	2·66	2·77	2·87	3·04	3·21

Die Nebendimensionen werden durch die in den Figuren angegebenen Verhältnisszahlen bestimmt.

99.

Schmiedeiserne Schubstangen. Taf. XXI, Fig. 2.

Die Hauptdimensionen, um deren Bestimmung es sich handelt, sind: 1) die Länge l der Stange; 2) die Durchmesser d der Zapfen; 3) die mittlere Dicke d_1 der Stange. Die Länge l wird durch den geometrischen Zusammenhang bestimmt, gewöhnlich wird dieselbe 4, 5 bis 6 Mal so gross gemacht, als der Kurbelhalbmesser. Der Durchmesser d ist nach dem Druck zu bestimmen, welchem der Zapfen zu widerstehen hat Kennt man l und d, so findet man d_1 durch folgende Formel:

$$\frac{d_1}{d} = 0.229 \sqrt{\frac{l}{d}}$$

deren Resultate in nachstehender Tabelle enthalten sind*):

*) Nach der Formel:

$$\frac{d_1}{d} = 0.19 \sqrt[4]{\frac{l}{d}\left(\frac{l}{d} + 21\right)}$$

(Grashof, Festigkeitslehre Nr. 149) findet man:

für $\frac{l}{d}$ =	12	16	20	24	28	32	36	40
$\frac{d_1}{d}$ =	0·85	0·94	1·02	1·09	1·16	1·22	1·28	1·34

G.

Für $\frac{l}{d}$ =	12	16	20	24	28	32	36	40
wird $\frac{d_1}{d}$ =	0·79	0·92	1·02	1·12	1·21	1·30	1·37	1·45

Schubstangen mit viereckigem Querschnitt sind eben so steif wie runde, wenn

$$\frac{b}{d_1} = \sqrt[4]{\frac{6\pi}{32}\left(\frac{b}{a}\right)}$$

wobei b die kleinere und a die grössere Dimension des mittleren viereckigen Querschnittes bezeichnet.

Für $\frac{a}{b}$ =	1	1·25	1·5	2	2·5	3
wird $\frac{b}{d_1}$ =	0·88	0·83	0·79	0·74	0·70	0·67
und $\frac{a}{d_1}$ =	0·88	1·04	1·19	1·48	1·75	2·01

100.

Schubstangenköpfe für schmiedeiserne Schubstangen.
Taf. XXI und XXII.

Auf Taf. XXI, Fig. 3, 4, 5 und Taf. XXII, Fig. 1 bis 9 sind die gebräuchlichsten Formen für schmiedeiserne Schubstangen und Kreuzköpfe dargestellt. Die Detailabmessungen sind dem Durchmesser des Zapfens proportional zu nehmen; die Verhältnisszahlen sind jedoch in den Figuren wegen ihrer Kleinheit nicht eingetragen.

101.

Gusseiserne Schubstangen. Taf. XXIII, Fig. 4, 5, 6.

Die wesentlichsten Dimensionen einer solchen Schubstange sind: 1) die Länge, 2) die Durchmesser der Löcher für die Zapfen, 3) die Querschnittsdimensionen in der Mitte. Zur Bestimmung dieser Dimensionen hat man:

Länge l der Schubstange: 5 bis 6 Mal so gross, als der Kurbelhalbmesser.

Durchmesser d der unteren Oeffnung gleich dem Durchmesser des Kurbelzapfens.

Durchmesser der Oeffnungen in der Gabel . . . . . $= 0{\cdot}7\ d$

Höhe der Nerve in der Mitte . . . . $h = \frac{1}{18}\ l$

Dicke dieser Nerve . . . . . . gewöhnlich $= \frac{h}{7} = \frac{1}{126}\ l$; allgemein $= 12 \cdot \left(\frac{d}{l}\right) d$

Die übrigen untergeordneten Dimensionen, und insbesondere jene der Köpfe, können dem Durchmesser des Zapfens d proportional gemacht werden.

102.

Balancier. Taf. XXIII, Fig. 1, 2, 3*).

Wenn in einer Maschine ein Balancier vorkommt, so ist dieselbe auch in den meisten Fällen mit einer Kurbel versehen.

Nennt man:

A den Halbmesser der Kurbel,

d den Durchmesser des Kurbelzapfens,

so lassen sich die Dimensionen des Balanciers auf folgende Weise leicht bestimmen:

Ganze Länge des Balanciers . . . . $= 6\ A$

Höhe des Balanciers in der Mitte . . . . . . $= A$

Höhe des Balanciers an den Enden . . . . . . $= \frac{1}{3}\ A$

Dicke der Hauptnerve Fig. 3 . . . . $b = \frac{9}{4} A \left(\frac{d_1}{A}\right)^2$

Horizontale Breite der Saumnerve . . . . $= 2\ b$

Vertikale Dicke . . . . $= \frac{1}{16}\ A$

Länge der Hülse des Balanciers . . . . $= 0{\cdot}6\ A$

Länge der Axe des Balanciers . . . . $= 1{\cdot}4\ A$

Durchmesser der Zapfen an der Axe des Balanciers $d_1 = 1{\cdot}27\ d$

Durchmesser der Zapfen an den Enden des Balanciers $= 0{\cdot}7\ d$

Entfernung der Zapfenmittel . . . . $= 4{\cdot}2\ d$

---

*) Andere Formen von Balanciers, und zwar eines gusseisernen Gitterbalanciers, eines aus 3 Gussstücken zusammengesetzten und eines Blechbalanciers, findet man auf Taf. XII zu Redtenbacher's „Maschinenbau", Band I dargestellt. Dieselben sind für jeden besonderen Fall nach den allgemeinen Gesetzen der Festigkeitslehre zu berechnen. G.



103.

Seil- und Kettenhaken. Taf. XXI, Fig. 6, 7, 8.

Fig. 6. Seilhaken mit beweglicher Traverse für Flaschenzüge.
Fig. 7. Einfacher Kettenhaken.
Fig. 8. Doppelter Kettenhaken.

Will man einen solchen Haken theoretisch construiren, so muss man zuerst die in Fig 6 punktirt dargestellte Krümmung bestimmen, und dann kann man die wirkliche Krümmung des Hakens leicht so verzeichnen, dass derselbe überall eine genügende Festigkeit gewährt. Zur Bestimmung der theoretischen Krümmung hat man die Gleichung:

$$\sin\varphi = \frac{\mathfrak{B}\,\pi}{16\,Q}\,\frac{y^3}{2r + 1{\cdot}25\,y}$$

Es bedeutet:

Q die Last, welche an dem Haken hängt,
r den Halbmesser der inneren Krümmung,
y den Durchmesser des Hakeneisens an der Stelle, welche dem Winkel φ entspricht,
$\mathfrak{B}$ den Coeffizienten für die relative Festigkeit des Materials.

Um diese Gleichung zu gebrauchen, nimmt man für Schmiedeisen $\mathfrak{B} = 1400$, und berechnet die Werthe von φ oder von $\sin\varphi$, welche einer Reihe von angenommenen Werthen von y entsprechen *).

Für die Praxis gilt die einfache Regel, dass derlei Haken geometrisch ähnlich mit den Figuren 6, 7, 8 gemacht werden dürfen. Die wesentlichsten Verhältnisszahlen sind folgende.

---

*) Formeln zur genaueren Berechnung der grössten Dicke D des Hakeneisens siehe: Grashof, Festigkeitslehre, Nr. 165 und 166.

Danach kann insbesondere bei kreisförmigem Querschnitt des Hakens gesetzt werden:

1) für einen einfachen Seilhaken:

$$r = 0{\cdot}75\,d \text{ bis } d; \quad D = 0{\cdot}12\sqrt{Q}$$

d = Durchmesser des in den Haken einzuhängenden Hanfseils von gleicher Tragkraft mit dem Haken;

2) für einen einfachen Kettenhaken:

$$r = d \text{ bis } 1{\cdot}5\,d; \quad D = 0{\cdot}11\sqrt{Q}$$

d = Durchmesser des Ketteneisens der mit dem Haken zu verbindenden Kette von gleicher Tragkraft. G.

Fig. 6. Setzt man den inneren Durchmesser des oberen Gewindes = 1, so ist:

Durchmesser eines Zapfens der Traverse . . . . = 1·1
Höhe der Traverse . . . . = 2
Halbmesser der inneren Krümmung r . . . . = 1·7
Entfernung des Mittelpunktes der Krümmung vom Mittelpunkt der Traverse . . . . = 7·5
Grösste Dicke des Hakeneisens . . . . = 2·8

Fig. 8. Der Durchmesser des Ketteneisens = 1 gesetzt, so ist:

Durchmesser der Säule . . . . $= \frac{5}{3}$
Höhe des eichelförmigen Ringes . . . . = 7
Tiefe der Mittelpunkte der inneren Krümmungen der Haken unter dem eichelförmigen Ring . . . . = 6
Halbmesser der inneren Krümmung. . . . . = 1·1
Entfernung der Mittelpunkte der Krümmungen . . . . = 4
Grösste Dicke des Hakeneisens . . . . = 2·5

Fig. 7. Den Durchmesser des Ketteneisens = 1 gesetzt, so ist:

Höhe des eichelförmigen Ringes . . . . = 7
Tiefe des Mittelpunktes der inneren Krümmung unter dem Ring = 7·5
Durchmesser der inneren Krümmung . . . . = 3·1
Grösste Dicke des Hakeneisens . . . . = 3·5

104.

Röhren und deren Verbindung. Taf. XXIV.

Zur Bestimmung der Wanddicke der Röhren dienen die nachfolgenden Formeln, in welchen δ die Wanddicke, d den inneren Durchmesser in Centimetern und n den in Atmosphären ausgedrückten inneren Druck bedeutet, welchem die Röhren mit Sicherheit zu widerstehen im Stande sein sollen:

Eisenblech . . .	$\delta = 0·00125\ (n-1)\ d + 0·3$	Centimeter.
Gusseisen . . .	$\delta = 0·004\ (n-1)\ d + 0·5$	
Kupfer	$\delta = 0·002\ (n-1)\ d + 0·1$	
Blei	$\delta = 0·040\ (n-1)\ d + 0·1$	
Zink	$\delta = 0·025\ (n-1)\ d + 0·1$	
Holz	$\delta = 0·032\ (n-1)\ d + 2·7$	
Natürlicher Stein .	$\delta = 0·037\ (n-1)\ d + 3·0$	
Künstlicher Stein.	$\delta = 0·054\ (n-1)\ d + 4·0$	

Für die Wanddicke der Dampfkessel gelten besondere Regeln, die später folgen.

Die Abmessungen (in Centimetern) der Verbindungstheile, nämlich der Flantschen, Schrauben und Muffen, sind nach folgenden Regeln zu nehmen. Länge eines Röhrenstücks . $l = 200 + 5d$

Flantschen. Fig. 9.

Länge einer Flantsche	$1 + 1{\cdot}8\,\delta$
Dicke einer Flantsche	$0{\cdot}33 + 1{\cdot}17\,\delta$
Anzahl der Schrauben	$3 + \frac{d}{7}$
Durchmesser eines Schraubenbolzens	$0{\cdot}33 + 1{\cdot}17\,\delta$

Muffen. Fig. 10.

Innere Länge einer Muffe	$d + 2\,\delta$
Innerer Durchmesser einer Muffe	$d + 4{\cdot}4\,\delta$
Metalldicke einer Muffe	$1{\cdot}2\,\delta$

Auf Tafel XXIV. sind die gebräuchlichsten Röhrenverbindungen dargestellt.

Fig. 3. Verbindung zweier Röhren von Kupferblech vermittelst einer Schraube von Messing.

Fig. 4. Verbindung zweier Röhren von Messing vermittelst einer Schraube von Messing.

Fig. 5. Verbindung einer Röhre von Kupferblech mit einem Cylinder aus irgend einem Metall.

Fig. 7 und 8. Verbindung schmiedeiserner Röhren für Gasleitung und Wasserheizung.

Fig. 9. Verbindung zweier gusseiserner Röhren mit Flantschen, für Wasserleitungen.

Fig. 10. Verbindung zweier Röhren aus Gusseisen vermittelst Muffen für Wasser- und Gasleitungen.

Fig. 11. Verschiebbare Verbindung zweier Röhren aus Gusseisen mit Stopfbüchse.

Fig. 12. Verschiebbare Verbindung zweier Röhren aus Gusseisen mit Lederdichtung.

105.

Deckel und Stopfbüchsen für Dampfcylinder und Pumpencylinder.
Tafel XXIV.

Fig. 2 und 6. Stopfbüchsen aus Messing für kleinere Cylinder.
Fig. 1. Deckel mit Stopfbüchse für grössere Dampf- und Pumpen-Cylinder.

Für diese grösseren Deckel gelten folgende Regeln.

Nennt man:

D den Durchmesser des Dampf- oder Pumpen-Cylinders in Centimetern,

δ die Wanddicke des Cylinders in Centimetern, so ist:

Wanddicke des Cylinders . . . . $\delta = 1{\cdot}5 + \frac{D}{60}$

Anzahl der Deckelschrauben . . . . $3 + \frac{D}{7}$

Für alle Dimensionen, welche der Mitteldicke δ proportional gemacht werden dürfen, sind die Verhältnisszahlen in Fig. 1 angegeben.

106.

Ventile.

Tafel XXV. zeigt die gebräuchlichsten Ventile.

Fig. 7, 8, 9, 10. Kegelventile für kleinere und grössere Pumpen.
Fig. 12. Doppelventile für ganz grosse Pumpwerke.
Fig. 11. Doppelventile für Ventilsteuerungen von grossen Dampfmaschinen.

Nennt man, Fig. 7, 8, 9, 10:

d den kleineren, d_1 den grösseren } Durchmesser eines konischen Ventils,

h die Höhe des Ventilkörpers,

so hat man, wenn d gegeben ist, zur Bestimmung von d_1 und h folgende einfache Regeln:

$$d_1 = 1{\cdot}2\ d$$
$$h = 1{\cdot}2 \text{ Centimeter.}$$

Fig. 5, 6. Klappenventile von Messing.
Fig. 13. Klappenventil von Leder.
Fig. 14. Klappenventil von Kautschuk.

107.

Hahnen von Messing oder Gusseisen. Taf. XXV.

Fig. 1 und 2. Durchschnitt und Ansicht eines Hahnen zur Verbindung zweier in derselben geraden Linie liegenden Röhren.

Fig. 3 und 4. Durchschnitt und Ansicht eines Hahnen zur Verbindung zweier Röhren, die einen rechten Winkel gegen einander bilden.

Die wichtigeren Verhältnisszahlen sind in der Zeichnung angegeben.

108.

Schieber und Klappen für Wasser-, Luft- und Gasleitungen. Tafel XXVI.

109.

Kolben für Dampfmaschinen und Pumpen. Taf. XXVII.

Auf dieser Tafel sind die gebräuchlichsten Kolben zusammen gestellt.

a) Kolben für Dampfmaschinen. Fig. 1. Grundriss und Durchschnitt eines Dampfkolbens mit zwei übereinander liegenden Dichtungsringen aus Gusseisen, Schmiedeisen oder Metallcomposition. Die innere Federung kann auch weggelassen werden, so dass die Ringe nur durch ihre eigene Elastizität an der Cylinderwand anliegen. Fig. 3. Grundriss und Durchschnitt eines Dampfkolbens mit zwei über einander liegenden Segmentschnitten. Diese Construction ist nur bei grösseren Dimensionen und vertikaler Stellung des Cylinders anwendbar. Bezeichnet man den Durchmesser des Kolbens in Centimetern gemessen mit D, so ist die Höhe der Metalldichtung zu nehmen gleich:

$$4\left(1 + \frac{D}{100}\right) \text{ Centim.}$$

Fig. 5. Grund- und Aufriss eines Dampfkolbens mit Hanfdichtung, für Niederdruckdampfmaschinen brauchbar. Höhe der Dichtung gleich:

$$8\left(1 + \frac{D}{100}\right) \text{ Centim.}$$

b) Pumpenkolben. Fig. 2. Taucherkolben für kleine messingene Pumpen. Fig. 7. Kolben für grössere Hebepumpen. Fig. 8. Kolben für gewöhnliche Brunnenpumpen. Fig. 9. Kolben für Druckpumpen. Fig. 10. Ordinäre Kolben für Druckpumpen, der Körper von Holz. Fig. 11. Kolben für Warmwasser-Hebepumpen oder kleinere Dampfmaschinen-Luftpumpen mit Hanfdichtung. Fig. 12. Kolben für kleinere Warmwasser-Pumpen mit Hanfdichtung. Die Höhe der Dichtung oder die Höhe des Kolbens ist für alle diese Anordnungen gleich:

$$8\left(1+\frac{D}{100}\right) \text{ Centim.}$$

c) Gebläsekolben. Fig. 4. Bruchstück eines Gebläsekolbens mit Lederdichtung. Fig. 6. Bruchstück eines Gebläsekolbens mit Hanfdichtung.



Resultate aus dem Baufach.

110.

Mauerdicke der Wohn- und Fabrikgebäude.

Nennt man:

t die Tiefe des Gebäudes, d. h. die auf die Richtung des Dachfirstes senkrechte Hauptabmessungen des Gebäudes,

h_1, h_2, h_3 die Höhen der Stockwerke, in der Richtung von oben nach unten gezählt,

e_1, e_2, e_3 die Mauerdicken in den einzelnen Stockwerken, so ist:

$$e_1 = \frac{t}{40} + \frac{h_1}{25}$$

$$e_2 = \frac{t}{40} + \frac{h_1 + h_2}{25}$$

$$e_3 = \frac{t}{40} + \frac{h_1 + h_2 + h_3}{25}$$

Wenn jedes Stockwerk 5 Meter hoch ist, erhalten die Mauern die in folgender Tabelle enthaltenen Abmessungen:

	Dicke der Mauer, wenn die Tiefe des Gebäudes							
	6^m	8^m	10^m	12^m	14^m	16^m	18^m	20^m
Im 1. Stockwerk . .	0·31	0·36	0·41	0·46	0·51	0·56	0·61	0·66
„ 2. „ . .	0·47	0·52	0·57	0·62	0 67	0·72	0·77	0·82
„ 3. „ . .	0·63	0·68	0·73	0·78	0 83	0·88	0·93	0·98
„ 4. „ . .	0·79	0·84	0·89	0·94	0·99	1·04	1·09	1·14
„ 5. „ . .	0·95	1.00	1·05	1·10	1·15	1·2	1·25	1·30
„ 6. „ . .	1 11	1·16	1·21	1·26	1·31	1·36	1·41	1·46

111.

Profile der Futtermauern.

Es sei für eine Futtermauer mit vertikaler Hinterfläche und geneigter Vorderfläche:

h die Höhe der Futtermauer,

b die obere } Dicke der Mauer,
B die untere }

α der Neigungswinkel der Vorderfläche gegen die vertikale Richtung, so hat man zur Bestimmung von B und b die Gleichungen:

$$\frac{B}{h} = \sqrt{0{\cdot}285^2 + \frac{1}{3}\tan^2 \alpha}$$

$$\frac{b}{h} = \frac{B}{h} - \tan \alpha$$

Aus diesen Gleichungen folgt

für $\tan \alpha =$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{20}$	0
$\frac{B}{h} =$	0·308	0·301	0·294	0·291	0·289	0·286	0·285
$\frac{b}{h} =$	0·108	0·134	0·169	0·191	0·206	0·236	0·285

112.

Dicke der Gewölbe und der Widerlagermauern.

In der folgenden Tabelle haben die Buchstaben r, g, w folgende Bedeutung:

r Halbmesser der Krümmung der innern Gewölbslinie am Scheitel. Wenn die innere Wölbung ein Kreisbogen ist, so bedeutet r den Halbmesser dieses Kreisbogens.

g Dicke des Gewölbes im Scheitel.

w Dicke der Widerlagermauer. Diese Dicken sind unter der Voraussetzung berechnet worden, dass die Widerlagermauern unendlich hoch seien; die Tabellenwerthe für w gewähren daher unter allen Umständen hinreichende Sicherheit.

r	g	Aeussere und innere Wölbung parallel.		Gewölbe mit Hinter-mauerung.		Aeussere Begränzung gerade.	
		$\frac{w}{r}$	w	$\frac{w}{r}$	w	$\frac{w}{r}$	w
Meter.	Meter.		Meter.		Meter.		Meter.
0·3	0·34	1·33	0·40	1·73	0·52	1·30	0·39
0·4	0·35	1·23	0·45	1·62	0·65	1·29	0·52
0·6	0·37	1·05	0·63	1·40	0·84	1·11	0·67
0·8	0·38	0·82	0·65	1·15	0·92	0·88	0·70
1·0	0·39	0·78	0·78	1·09	1·09	0·79	0·79
1·2	0·41	0·76	0·91	1·08	1·29	0·74	0·89
1·4	0·42	0·74	1·04	1·06	1·48	0·74	1·04
1·6	0·44	0·71	1·14	1·05	1·68	0·73	1·17
1·8	0·45	0·70	1·26	1·04	1·87	0·73	1·31
2·0	0·46	0·68	1·36	1·03	2·06	0·72	1·44
2·2	0·48	0·67	1·47	1·03	2·27	0·71	1·56
2·4	0·49	0·66	1·58	1·02	2·45	0·70	1·68
2·6	0·51	0·65	1·69	1·01	2·63	0·70	1·82
2·8	0·52	0·64	1·79	1·00	2·80	0·70	1·96
3·0	0·53	0·63	1·89	1·00	3·00	0·70	2·10
3·2	0·55	0·62	1·98	1·00	3·20	0·69	2·21
3·4	0·56	0·61	2·07	1·00	3·40	0·68	2·31
3·6	0·58	0·60	2·16	0·99	3·56	0·68	2·45
3·8	0·59	0·59	2·24	0·99	3·76	0·68	2·58
4·0	0·60	0·59	2·36	0·99	3·96	0·67	2·68
4·2	0·62	0·58	2·44	0·99	4·16	0·67	2·81
4·4	0·63	0·58	2·55	0·98	4·31	0·66	2·90
4·6	0·65	0·58	2·67	0·98	4·51	0·66	3·04
4·8	0·66	0·57	2·74	0·98	4·70	0·66	3·17
5·0	0·67	0·57	2·85	0·98	4·90	0·66	3·30
5·2	0·69	0·56	2·91	0·98	5·09	0·66	3·43
5·4	0·70	0·56	3·02	0·98	5·29	0·66	3·56
5·6	0·72	0·56	3·14	0·98	5·49	0·66	3·70
5·8	0·73	0·55	3·19	0·97	5·63	0·65	3·77
6·0	0·74	0·55	3·30	0·97	5·82	0·65	3·90
6·2	0·76	0·54	3·35	0·97	6·01	0·65	4·03
6·4	0·77	0·54	3·46	0·97	6·21	0·65	4·16
6·6	0·79	0·54	3·56	0·97	6·40	0·65	4·29
6·8	0·80	0·53	3·60	0·97	6·59	0·65	4·42
7·0	0·81	0·53	3·71	0·97	6·79	0·65	4·55

113.

Dachstühle.

Auf Tafel XXVIII. und XXIX. sind verschiedene Dachstühle dargestellt.

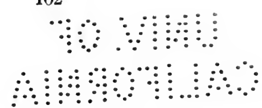
114.

Fabrikgebäude.

Tafel XXX. ist ein Querschnitt eines höheren Fabrikgebäudes mit verschiedenen Säulenconstructionen.

Tafel XXXI. Detailconstructionen für den inneren Einbau des Fabrikgebäudes.





VIERTER ABSCHNITT.

Reibung zwischen festen Körpern
und
Steifheit der Seile.

115.
Gesetze der Reibung.

Der Widerstand, welcher sich äussert, wenn zwei feste Körper gegen einander gedrückt sind und einer auf dem andern hinbewegt werden soll oder dauernd hinbewegt wird, ist der Erfahrung gemäss:

1) unabhängig von der Grösse der Fläche, in der sich die Körper berühren,

2) unabhängig von der Geschwindigkeit, mit welcher die Bewegung erfolgt,

3) proportional dem Druck, mit welchem die Körper gegen einander gepresst sind.

Nennt man:

P diesen Druck in Kilogrammen,
F den in Kilogrammen ausgedrückten Reibungswiderstand,
so ist:

$\frac{F}{P}$ eine von der Grösse der Berührungsflächen und von der Geschwindigkeit der Bewegung unabhängige Grösse, die jedoch von der materiellen Beschaffenheit der Körper und von dem Zustande der Berührungsflächen, so wie auch von dem Umstande abhängt, ob die Körper aus einem Ruhezustande, der längere Zeit andauerte, in Bewegung gebracht werden sollen, oder ob eine bereits vorhandene Bewegung weiter fortgesetzt werden soll. Man nennt dieses Verhältniss den Reibungscoefficienten. Bezeichnet man denselben mit f, so hat man:

$$\frac{F}{P} = f; \; F = Pf; \; P = \frac{F}{f}$$

Die Werthe von f für die verschiedenen Materialien und für die verschiedenen Umstände, welche auf f Einfluss haben, sind in folgenden Tabellen enthalten.

116.

Tabelle über die Reibungscoeffizienten zur Berechnung des Widerstandes, welcher sich am Anfang einer Bewegung äussert.

Angabe der reibenden Flächen.	**Lage** der Fasern.	**Zustand** der Oberfläche.	Reibungs-coeffizient.
Eiche auf Eiche	parallel	ohne Schmiere	0·62
	,,	mit trockener Seife	0·44
	rechtwinklig	ohne Schmiere	0·54
	,,	mit Wasser befeuchtet	0·71
	Hirn auf platt liegendem	ohne Schmiere	0·43
Eiche auf Ulme	parallel	,, ,,	0·38
Ulme auf Eiche	,,	,, ,,	0·69
	,,	mit trockener Seife	0·41
	rechtwinklig	ohne Schmiere	0·57
Esche, Tanne, Buche, Vogelbeer auf Eiche	parallel	,, ,,	0·53
Gegerbtes Leder auf Eiche .	das Leder platt liegend	,, ,,	0·61
	das Leder auf der Kante	,, ,,	0·43
		m. Wasser befeucht.	0·79
Schwarze lederne Riemen auf ebener Eichenfläche	parallel	ohne Schmiere	0·74
Schwarze lederne Riemen auf einer eichenen Trommel . . .	rechtwinklig	,, ,,	0·47
Ungesponnener Hanf auf Eiche	parallel	,, ,,	0·50
		mit Wasser	0·87
Hanfseil auf Eiche	,,	ohne Schmiere	0·80
Schmiedeisen auf Eiche . .	,,	,, ,,	0·62
		mit Wasser	0·65
Gusseisen auf Eiche	,,	,, ,,	0·65
Gelbguss auf Eiche	,,	ohne Schmiere	0·62
Rindsleder bei Kolben auf Gusseisen	platt oder auf der Kante	mit Wasser	0·62
		mit Oel, Seife oder Schweinefett	0·12
Lederne Riemen auf gusseisernen Rollen	platt liegend	ohne Schmiere	0·28
		mit Wasser	0·38
Gusseisen auf Gusseisen . .	. . . .	ohne Schmiere	0·16*
Schmiedeisen auf Gusseisen .	. . . .	,, ,,	0·19
Eiche, Ulme, Weissbuche, Eisen, Gusseisen und Bronze, zwei und zwei eines auf dem andern	. . . .	mit Talg	0·10**
		mit Oel oder Schweinefett	0·15***
Rogenstein auf Rogenstein .	. . . .	ohne Schmiere	0·74

*) Die Oberflächen wenig fett. — **) Die Berührung dauerte nicht lange genug, um die Schmiere hinaus zu drücken. — ***) Die Berührung dauerte lange genug, die Schmiere wegzudrücken und einen nur wenig fettigen Zustand herbeizuführen.

Angabe der reibenden Flächen.	Lage der Fasern.	Zustand der Oberfläche.	Reibungs-coeffizient.
Muschelkalk auf Rogenstein .	. . . .	ohne Schmiere	0·75
Backstein auf Rogenstein . .	. . . .	„ „	0·67
Eichen auf Rogenstein . . .	auf dem Hirn	„ „	0·63
Schmiedeisen auf Rogenstein .	. . . .	„ „	0·49
Muschelkalk auf Muschelkalk	. . . .	„ „	0·70
Rogenstein auf Muschelkalk .	. . . .	„ „	0·75
Backstein auf Muschelkalk .	. . . .	„ „	0·67
Schmiedeisen auf Muschelkalk	. . . .	„ „	0·42
Eiche auf Muschelkalk . . .	. . . .	„ „	0·64
Rogenstein auf Rogenstein . .	. . . .	mit Mörtel aus drei Theilen feinem Sand und einem Theil hydraulischem Kalk	0·74*

117.

Tabelle über die Reibungscoeffizienten für die Fortsetzung einer Bewegung.

Angabe der reibenden Flächen.	Lage der Fasern.	Zustand der Oberfläche.	Reibungs-coeffizient.
Eiche auf Eiche	parallel	ohne Schmiere	0·48
	„	mit trockener Seife	0·16
	rechtwinklig	ohne Schmiere	0·34
	„	mit Wasser	0·25
	Hirnholz auf den Fasern	ohne Schmiere	0·19
Ulme auf Eiche	parallel	„ „	0·43
	rechtwinklig	„ „	0·45
	parallel	„ „	0·25
Esche, Tanne, Buche, wilder Birnbaum und Vogelbeer auf Eiche	„	„ „	0·36—0·40
Schmiedeisen auf Eiche . .	„	„ „	0·62
		mit Wasser	0·26
		mit trockener Seife	0·21
Gusseisen auf Eiche	„	ohne Schmiere	0·49
		mit Wasser	0·22
		mit trockener Seife	0·19
Gelbguss auf Eiche	„	ohne Schmiere	0·62
Schmiedeisen auf Ulme . . .	„	„ „	0·25
Gusseisen auf Ulme	„	„ „	0·20
Lederne Riemen auf Eiche .	„	„ „	0·27

*) Nach einer Berührung von 10′ bis 15′.

Angabe der reibenden Flächen.	Lage der Fasern.	Zustand der Oberfläche.	Reibungs-coeffizient.
Gegerbtes Leder auf Eiche .	platt oder auf der Kante	ohne Schmiere	0·30—0·35
		mit Wasser	0·29
Gegerbtes Leder auf Gusseisen oder Bronze	platt oder auf der Kante	ohne Schmiere	0·56
		mit Wasser	0·36
		fett und mit Wasser	0·23
		mit Oel geschmiert	0·15
Ungesponnener Hanf od. Hanfseile auf Eiche	parallel	ohne Schmiere	0·52
	rechtwinklig	nass	0·33
Eiche und Ulme auf Gusseisen	parallel	ohne Schmiere	0·38
Wilder Birnbaum auf Gusseisen	„	„ „	0·44
Schmiedeisen auf Schmiedeisen	. . . . .	„ „	*
Schmiedeisen auf Gusseisen und Bronze	. . . . .	„ „	0·18**
Gusseisen auf Gusseisen und Bronze	. . . . .	„ „	0·15**
Bronze auf Bronze	. . . . .	„ „	0·20
Bronze auf Gusseisen . . .	. . . . .	„ „	0·22
Bronze auf Schmiedeisen .	. . . . .	„ „	0·16***
Eiche, Ulme, Weissbuche, wilder Birnbaum, Gusseisen, Schmiedeisen, Stahl u. Bronze eines auf dem andern oder sich selbst	. . . .	auf gewöhnliche Art geschm. mit Talg, Schweinefett, Oel, Wagenschm. etc.	0·07—0·08†
		nur wenig fettes Anfühlen	0·15
Rogenstein auf Rogenstein .	. . . . .	ohne Schmiere	0·64
Muschelkalk auf Rogenstein .	. . . . .	„ „	0·67
Backstein „ „	. . . . .	„ „	0·65
Eiche „ „	auf dem Hirn	„ „	0·38
Schmiedeisen „ „	parallel	„ „	0·38
Muschelkalk auf Muschelkalk	. . . . .	„ „	0·69
Rogenstein „ „	. . . . .	„ „	0·65
Backstein „ „	. . . . .	„ „	0·60
Eiche „ „	auf dem Hirn	„ „	0·38
Schmiedeisen „ „	parallel	„ „	0·24
		nass	0·30

*) Die Oberflächen greifen sich ohne Schmiere an. — **) Die Oberflächen waren noch etwas fett. — ***) Ein wenig fettig. — †) Ist die Schmiere fortwährend erneuert und gleichförmig vertheilt, so kann dieses Verhältniss bis zu 0·05 herabsinken.

118.

Tabelle über die Reibungscoeffizienten für Zapfen und Wellen, die sich in Lagern drehen.

Angabe der Oberflächen.	Zustand der Oberflächen.	Reibungscoeffizient, wenn die Schmiere erneuert wird	
		auf gewöhnliche Art.	ununterbrochen.
Zapfen von Gusseisen auf Lagern von Gusseisen	geschmiert mit Oliven-Oel, Schweinefett, Talg oder mit weicher Wagenschmiere . .	0·07—0·08	0·054
	mit denselben Schmieren, nass	0·08	—
	mit Asphalt	0·054	—
	fettig	0·14	—
	fettig und nass	0·14	—
Zapfen von Gusseisen auf Lagern von Bronze	geschmiert mit Oliven-Oel, Schweinefett, Talg oder weicher Wagenschmiere	0·07—0·08	0·054
	fettig	0·16	—
	fettig und nass	0·16	—
	sehr wenig fettig	0·19	—*
	ohne Schmiere	0·18	—**
Zapfen von Gusseisen auf Lagern von Franzosenholz.	geschmiert mit Oel oder Schweifett	—	0·090
	fettig von Oel oder Schweinefett	0·10	—
	fettig von Schweinefett und Graphit	0·14	—
Zapfen von Schmiedeisen auf gusseisernen Lagern	geschmiert mit Olivenöl, Talg, Schweinefett oder weicher Wagenschmiere	0·07—0·08	0·054
Zapfen von Schmiedeisen auf Lagern von Bronze	geschmiert mit Oliven-Oel, Schweinefett oder Talg . . .	0·07—0·08	0·054
	geschmiert mit fester Wagenschmiere	0·09	—
	fettig und nass	0·19	—
	sehr wenig fett	0·25	—***
Schmiedeiserne Zapfen auf Lagern von Franzosenholz	geschmiert mit Oel oder Schweinefett	0·11	—
	fettig	0·19	—
Zapfen von Bronze auf Lagern von Bronze	geschmiert mit Oel	0·10	—
	geschmiert mit Schweinefett . .	0·09	—
Zapfen von Bronze auf Lagern v. Gusseisen	geschmiert mit Oel oder Talg .	—	0·045 bis 0·052
Zapfen von Franzosenholz auf Lagern von Gusseisen	geschmiert mit Schweinefett . .	0·12	—
	fettig	0·15	—
Zapfen von Franzosenholz auf Lagern von Franzosenholz	geschmiert mit Schweinefett . .	—	0·07

*) Die Oberflächen beginnen sich anzugreifen. — **) Die Oberflächen sind etwas fettig. — ***) Die Oberflächen beginnen sich anzugreifen.



119.

Effektverlust durch Reibung bei liegenden Zapfen oder Wellen.

Nennt man:

d den Durchmesser des Zapfens in Centimetern,
P den Druck des Zapfens gegen die Pfanne in Kilogrammen,
f den Reibungs-Coeffizienten,
e den Effektverlust in Kilogramm-Metern per Sekunde, welcher durch die Zapfenreibung entsteht,
n die Anzahl der Umdrehungen des Zapfens per 1 Minute,
so ist:

$$e = \frac{n\,d\,f\,P}{1910} \text{ Klgm.-Mtr.} = \frac{n}{60}\,\frac{3.14\,d}{100}\,fP$$

120.

Effektverlust durch Reibung bei stehenden Zapfen.

Nennt man:

P den Druck auf die Umfangsfläche des Zapfens,
P_1 den Druck auf die Grundfläche des Zapfens,
n, d, f, e wie bei Nr. 119,
so ist:

$$e = \frac{n\,d\,f}{1910}\left(P + \frac{2}{3}P_1\right)$$

121.

Reibung auf der schiefen Ebene.

Nennt man:

Q das Gewicht des Körpers,
α den Neigungswinkel der schiefen Ebene gegen den Horizont,
P die Kraft in Kilogrammen, welche erforderlich ist, um den Körper längs der schiefen Ebene hinaufzuziehen,
p die Kraft, welche erforderlich ist, um das Herabgleiten des Körpers längs der schiefen Ebene zu verhindern,
β den Winkel, welchen die Richtung von P oder von p mit der schiefen Ebene bildet,
f den Reibungs-Coeffizienten,
so ist:

$$P = Q \frac{\sin\alpha + f\cos\alpha}{\cos\beta + f\sin\beta}$$

$$p = Q \frac{\sin\alpha - f\cos\alpha}{\cos\beta - f\sin\beta}$$

122.

Reibung bei der Schraube.

Wenn eine Schraube mit Mutter angewendet wird, kommen jederzeit zweierlei Reibungen vor: 1) die Reibung zwischen Mutter und Spindel; 2) die Reibung des Theiles, welcher gedreht wird (Mutter oder Spindel) gegen eine gewisse Widerhaltfläche. Nennt man

P, P_1 die Kräfte, welche am äusseren Umfang der Schraubenfläche wirken müssen, um jene beiden Reibungswiderstände und den Hauptwiderstand Q zu überwinden,

Q die Kraft in Kilogrammen, mit welcher Mutter und Spindel nach der Richtung ihrer Axen gegen einander gepresst werden,

α den Neigungswinkel der äusseren Schraubenlinie der Spindel,

β für eine Schraube mit dreieckigem Gewinde die Hälfte des Kantenwinkels,

D den Durchmesser der Schraubenspindel,

d_1, d_0 den äusseren und den inneren Durchmesser der im Allgemeinen ringförmigen Berührungsfläche zwischen dem sich drehenden Theile und der Widerhaltfläche,

f, f_1 die Reibungs-Coeffizienten, welche den Widerständen ad 1) und 2) entsprechen,

so ist annähernd

für Schrauben mit flachen Gewinden:

$$P = Q \frac{\operatorname{tang}\alpha + f}{1 - f\operatorname{tang}\alpha}$$

für Schrauben mit scharfen Gewinden:

$$P = Q \frac{\operatorname{tang}\alpha\cos\beta + f}{\cos\beta - f\operatorname{tang}\alpha}$$

$$P_1 = \frac{2}{3}\frac{Q}{D}\frac{d_1^3 - d_0^3}{d_1^2 - d_0^2} f_1$$

123.

Reibung bei der Schraube ohne Ende.

Die Kraft P, welche am Umfange der Schraube ohne Ende wirken muss, um die zwischen den Gewinden der Schraube und den Zähnen des Rades stattfindende Reibung und den Hauptwiderstand Q zu überwinden, ist annähernd

für eine Schraube mit flachen Gewinden: $P = Q \frac{\tang \alpha + f}{1 - f \tang \alpha}$

für eine Schraube mit scharfen Gewinden: $P = Q \frac{\tang \alpha \cos \beta + f}{\cos \beta - f \tang \alpha}$

wobei Q den Widerstand bedeutet, welcher am Umfange des Rades der Bewegung entgegenwirkt, und α, β wie in voriger Nummer zu verstehen sind.

124.

Reibungswiderstand der verzahnten Räder.

Nennt man:

Q die Kraft, welche am Umfange der Räder wirkt,
M, m die Anzahl der Zähne des grösseren und kleineren Rades,
R den Halbmesser des grösseren Rades in Metern,
n die Anzahl der Umdrehungen des grösseren Rades in einer Minute,
α den Winkel, welchen bei Kegelrädern die Axen derselben mit einander bilden,
f den Reibungs-Coeffizienten, welcher den auf einander wirkenden Zahnflächen entspricht,
F die Kraft in Kilogrammen, welche, am Umfange der Räder wirkend, die Reibung der Zähne zu überwinden vermag,
e den Effekt in Klgmtr., welcher zur Ueberwindung der Zahnreibung erforderlich ist; — so ist annähernd

a) für Stirnräder mit äusserer Verzahnung:

$$F = f Q \pi \left(\frac{1}{M} + \frac{1}{m}\right)$$

$$e = 0{\cdot}1047\, n R f Q \pi \left(\frac{1}{M} + \frac{1}{m}\right)$$

b) für Stirnräder mit innerer Verzahnung:

$$F = f Q \pi \left(\frac{1}{m} - \frac{1}{M}\right)$$

$$e = 0{\cdot}1047\, n\, R f Q \pi \left(\frac{1}{m} - \frac{1}{M}\right)$$

c) für Kegelräder mit äusserer Verzahnung:

$$F = f Q \pi \sqrt{\frac{1}{m^2} + \frac{1}{M^2} + \frac{2}{M\,m} \cos \alpha}$$

$$e = 0{\cdot}1047\, n\, R f Q \pi \sqrt{\frac{1}{m^2} + \frac{1}{M^2} + \frac{2}{M\,m} \cos \alpha}$$

125.

Reibung eines Seiles auf der Mantelfläche eines Cylinders.

Nennt man:

s die Länge des Bogens, längs welchem der Cylinder in der Ebene eines Querschnitts vom Seil berührt wird,
r den Halbmesser des Cylinders,
f den Reibungs-Coefficienten,
e = 2·718 die Basis der natürlichen Logarithmen,
Q den Widerstand oder die Last, welche an einem der beiden Enden des Seiles wirkt,
P die Kraft, welche an dem andern Ende des Seiles wirken muss, um sowohl Q als auch die am Umfange des Cylinders stattfindende Reibung zu überwinden, so ist:

$$P = Q\, e^{f \frac{s}{r}}$$

126.

Reibung einer liegenden Transmissionswelle.

Nennt man:

E den Effekt in Klgmtr., welchen die Welle überträgt,
e den Effekt in Klgmtr., welcher zur Ueberwindung der Reibung nothwendig ist, die aus dem Gewicht der Welle entsteht,

L die Länge der Welle in Metern,
f den Reibungs-Coeffizienten für die Berührung zwischen der Welle und den Lagern,

so ist, wenn die Welle eine der Kraft, welche dieselbe überträgt, angemessene Stärke hat:

$$\frac{e}{E} = \frac{1}{60} L f$$

Hinsichtlich des Effektverlustes, welcher aus dem Gewicht einer Welle entspringt, ist daher eine starke und langsam gehende Transmission gleich einer schwachen und schnell laufenden.

127.

Effektverlust einer Uebersetzung mit Rollen und Riemen.

Nennt man:

d, d_1 die Durchmesser der beiden Wellen,
D, D_1 die Durchmesser der mit denselben verbundenen Rollen,
E den Effekt in Klgmtr., welcher vermittelst der Rollen und des Riemens von einer Axe auf die andere übertragen wird,
f den Reibungs-Coeffizienten für die Bewegung der Axen in den Lagern,
e den Effekt in Klgmtr., welcher zur Ueberwindung der Reibung nothwendig ist, die aus dem Druck entsteht, mit welchem die Axen vermöge der in dem Riemen herrschenden Spannung gegen die Lager gepresst werden,

so ist, wenn die ganze Kraft, welche in der treibenden Welle enthalten ist, auf die getriebene Welle übertragen wird, und wenn ferner die Spannung des Riemens gerade nur so gross ist, dass kein Gleiten desselben eintritt:

$$\frac{e}{E} = 3 f \left(\frac{d}{D} + \frac{d_1}{D_1} \right)$$

128.

Steifheit der Seile.

Die genaue Berechnung des Widerstandes, den die Seile durch ihre Steifheit verursachen, ist für praktische Berechnungen zu um-

ständlich; annähernd findet man diesen Widerstand durch folgenden Ausdruck:

$$0{\cdot}26\ Q\ \frac{\delta^2}{D}\ \text{Kilogr.}$$

Dabei bezeichnet:

Q die Spannung, die in dem sich aufwickelnden Seilstück vorhanden ist,

δ den Durchmesser des Seiles in Centimetern,

D den Durchmesser der Rolle in Centimetern.

Um sowohl den Widerstand Q, als auch die Steifheit des Seiles zu überwinden, ist demnach an dem ablaufenden Seilstück eine Kraft erforderlich von:

$$Q\left(1 + 0{\cdot}26\ \frac{\delta^2}{D}\right)\ \text{Kilogr.}\ ^*)$$

*) Setzt man diese Kraft allgemein $= Q\ (1 + x)$, so ist der Ausdruck

$$x = 0{\cdot}26\ \frac{\delta^2}{D}$$

aus Versuchen von Coulomb mit Hanfseilen gefolgert. Aus Versuchen von Weisbach lässt sich im Durchschnitt

$$\text{für Hanfseile: } x = \left(\frac{0{\cdot}075}{D} + \frac{0{\cdot}054}{Q}\right)\delta^2$$

$$\text{für Drahtseile: } x = \left(\frac{0{\cdot}109}{D} + \frac{0{\cdot}203}{Q}\right)\delta^2$$

schliessen. Wenn das Seil sich auf eine Trommel nur aufwickelt, so kann die am Umfange derselben erforderliche Kraft

$$\text{für Hanfseile} = Q\ (1 + 0{\cdot}75\ x)$$
$$\text{für Drahtseile} = Q\ (1 + 1{\cdot}5\ x)$$

gesetzt werden.

Bei einer Kette, welche über eine Rolle geleitet oder auf eine Trommel aufgewickelt wird, tritt die Reibung zwischen den Kettengliedern oder zwischen diesen und den Kettenbolzen an die Stelle der Steifheit des Seils. Ist dann δ der Durchmesser des Ketteneisens resp. Kettenbolzens, f der Reibungs-Coeffizient, so ist für den Fall einer Leitrolle die erforderliche Kraft am ablaufenden Kettenstück:

$$Q\left(1 + 2\,f\,\frac{\delta}{D}\right)$$

und für den Fall einer Windetrommel die erforderliche Kraft am Umfange derselben:

$$Q\left(1 + f\ \frac{\delta}{D}\right)$$

G.

129.

Annäherungs-Ausdruck für $\sqrt{x^2+y^2}$.

Die Berechnung der Widerstände, welche bei zusammengesetzteren Maschinen vorkommen, wird oft sehr verwickelt, weil man auf Ausdrücke von der Form $\sqrt{x^2 + y^2}$ geführt wird; es ist daher für derlei Rechnungen sehr wünschenswerth, für jene Wurzelgrösse einen Ausdruck von der Form: $\alpha\, x + \beta\, y$ ausfindig zu machen. Die Constanten α und β können, wenn die Grenzen bekannt sind, innerhalb welchen der Werth des Verhältnisses $\frac{x}{y}$ liegt, nach der Methode der kleinsten Quadrate bestimmt werden.

Es sei:

tang. φ_1 und tang. φ_0 der grösste und der kleinste Werth von $\frac{x}{y}$, innerhalb welchen der wahre Werth dieses Verhältnisses liegt, dann findet man die Werthe von α und β, durch welche die Differenz $\sqrt{x^2 + y^2} - (\alpha x + \beta y)$ zwischen dem wahren und dem Annäherungs-Ausdruck möglichst klein ausfällt, durch folgende Ausdrücke:

$$\alpha = 2\, \frac{\cos \varphi_0 - \cos \varphi_1}{\varphi_1 - \varphi_0 + \sin(\varphi_1 - \varphi_0)}$$

$$\beta = 2\, \frac{\sin \varphi_1 - \sin \varphi_0}{\varphi_1 - \varphi_0 + \sin(\varphi_1 - \varphi_0)}$$

Wenn man also weiss, dass $\frac{x}{y} > \text{tang. } \varphi_0$, $\frac{x}{y} < \text{tang. } \varphi_1$ ist, so kann man setzen:

$$\sqrt{x^2+y^2} = 2\, \frac{\cos \varphi_0 - \cos \varphi_1}{\varphi_1 - \varphi_0 + \sin(\varphi_1 - \varphi_0)}\, x + 2\, \frac{\sin \varphi_1 - \sin \varphi_0}{\varphi_1 - \varphi_0 + \sin(\varphi_1 - \varphi_0)}\, y$$

Gewöhnlich weiss man über die Werthe von x und y nur, welcher von denselben der grössere ist. Es sei also:

$$y > x$$

dann ist:

$$\text{tang } \varphi_0 = 0 \qquad \text{tang } \varphi_1 = 1$$
$$\varphi_0 = 0 \qquad \varphi_1 = \frac{\pi}{4}$$

und man findet:

$$\sqrt{x^2+y^2} = 0{\cdot}392\, x + 0{\cdot}948\, y$$

Diese Formeln haben nur dann zur Vereinfachung von Rechnungen einen Werth, wenn x und y Ausdrücke sind, welche die zu suchenden Grössen enthalten, oder auch wenn x und y selbst die zu suchenden Grössen sind *).

---

*) Bezeichnet

$$f = \pm \frac{\sqrt{x^2 + y^2} - (\alpha x + \beta y)}{\sqrt{x^2 + y^2}}$$

den Absolutwerth des verhältnissmässigen Fehlers, so ist, wenn α und β nach den oben angegebenen Formeln berechnet werden,

$$\max. f = \frac{\varphi_1 - \varphi_0 - \sin(\varphi_1 - \varphi_0)}{\varphi_1 - \varphi_0 + \sin(\varphi_1 - \varphi_0)}$$

z. B. für den Fall: $0 < \frac{x}{y} < 1$

$$\max. f = 0{\cdot}0525.$$

Nach einer anderen Methode, angemessene Werthe der Coeffizienten α und β zu finden, hat man:

$$\sqrt{x^2 + y^2} = \frac{\sin \frac{\varphi_1 + \varphi_0}{2}}{\cos^2 \frac{\varphi_1 - \varphi_0}{4}} x + \frac{\cos \frac{\varphi_1 + \varphi_0}{2}}{\cos^2 \frac{\varphi_1 - \varphi_0}{4}} y$$

wobei der verhältnissmässige Fehler:

$$f < \operatorname{tg}^2 \frac{\varphi_1 - \varphi_0}{4}$$

ist. Z. B. für $0 < \frac{x}{y} < 1$ ist:

$$\sqrt{x^2 + y^2} = 0{\cdot}398\, x + 0{\cdot}960\, y;\ f < 0{\cdot}0396;$$

für $0 < \frac{x}{y} < \frac{1}{2}$ ist:

$$\sqrt{x^2 + y^2} = 0{\cdot}233\, x + 0{\cdot}986\, y;\ f < 0{\cdot}0136;$$

für $\frac{1}{2} < \frac{x}{y} < 1$ ist:

$$\sqrt{x^2 + y^2} = 0{\cdot}588\, x + 0{\cdot}817\, y;\ f < 0{\cdot}0065.$$

G.

130.

Flaschenzüge.

Nennt man:

δ den Durchmesser des Seiles in Centimetern,

d den Durchmesser der Axen, auf welchen sich die Rollen drehen, in Centimetern,

D den Durchmesser der Rollen in Centimetern,

f den Reibungs-Coeffizienten für die Reibung der Rollen auf den Axen,

n die Anzahl der Rollen einer Flasche,

Q in Kilogrammen die an den Flaschenzug gehängte Last, welche gehoben werden soll,

P die Kraft in Kilogrammen, welche an dem freien Ende des Seiles wirken muss, um die Last aufzuziehen,

T die Spannung in Kilogrammen des innersten, an die unbewegliche Flasche befestigten Seilstückes, so ist:

$$\frac{Q}{P} = \frac{K^{2n} - 1}{K^{2n}(K-1)}$$

$$T = \frac{P}{K^{2n}}$$

$$K = 1 + 0{\cdot}26\,\frac{\delta^2}{D} + 2\,f\,\frac{d}{D}\ ^{*)}$$

---

*) Nach der in der Anmerkung zu Nr. 128 angeführten Formel für die Steifheit der Seile ist, wenn die mittlere Spannung eines Seilstücks $= \frac{2}{3}$ P gesetzt wird:

$$K = 1 + \left(\frac{0{\cdot}075}{D} + \frac{0{\cdot}081}{P}\right)\delta^2 + 2\,f\,\frac{d}{D}$$

und insbesondere mit $P = 80\,\delta^2$ (nach Nr. 59):

$$K = 1{\cdot}001 + 0{\cdot}075\,\frac{\delta^2}{D} + 2\,f\,\frac{d}{D}.$$

Für Flaschenzüge mit Ketten ist:

$$K = 1 + 2\,\frac{f\,d + f_1\,\delta}{D}$$

wenn δ der Durchmesser des Ketteneisens und f_1 der Reibungscoeffizient desselben ist. —

Für den Seilflaschenzug ist mit:

$$D = 7\,\delta;\ d = 1{\cdot}1\,\delta;\ f = 0{\cdot}16$$

$$K = 1{\cdot}051 + 0{\cdot}011\,\delta$$

Setzt man: $\delta = 3$, $d = 5$, $D = 27$, $f = 0\cdot16$, so wird $K = 1\cdot15$ und dann findet man:

$n =$	2	3	4	5	6	7	8
$\frac{Q}{2nP} =$	0·71	0·63	0·56	0·50	0·45	0·41	0·37
$\frac{T}{P} =$	0·57	0·43	0·33	0·25	0·19	0·14	0·11

Die wichtigsten Abmessungen für Flaschenzüge sind:

a) Flaschenzüge mit Seilen.

Anzahl der Rollen einer Flasche . . $n =$	2	3	4
Durchmesser des Seiles in Centimetern . .	δ	δ	δ
Durchmesser der Rollen	$7\,\delta$	$7\,\delta$	$7\,\delta$
P Zugkraft am freien Seil-Ende	$80\,\delta^2$	$80\,\delta^2$	$80\,\delta^2$
Q Last, welche mit Sicherheit an den Flaschenzug gehängt werden darf ($K = 1\cdot08$)	$266\,\delta^2$	$370\,\delta^2$	$461\,\delta^2$
Durchmesser der Zapfen an der Traverse des grossen Hakens, und Durchmesser der Axe, auf welcher sich die Rollen drehen . .	$0\cdot9\,\delta$	$1\cdot1\,\delta$	$1\cdot2\,\delta$

b) Flaschenzüge für Ketten.

Anzahl der Rollen einer Flasche . . $n =$	2	3	4
Durchmesser des Ketteneisens	δ	δ	δ
Durchmesser der Rollen	$21\,\delta$	$21\,\delta$	$21\,\delta$
Zugkraft am freien Ende der Kette . . .	$950\,\delta^2$	$950\,\delta^2$	$950\,\delta^2$
Last, welche mit Sicherheit gehoben werden kann ($K = 1\cdot08$)	$3154\,\delta^2$	$4389\,\delta^2$	$5472\,\delta^2$

---

wofür im Durchschnitt gesetzt werden kann:

$$K = 1\cdot08 \text{ entsprechend } \delta = 2\cdot6.$$

Ebenso ist für den Kettenflaschenzug mit durchschnittlich:

$$D = 21\,\delta;\ d = 4\,\delta;\ f = 0\cdot16;\ f_1 = 0\cdot2$$

$$K = 1\cdot08.$$

Entsprechend $K = 1\cdot08$ ist für $n =$ 2 3 4

der Wirkungsgrad: $\eta = \frac{Q}{2nP} =$ 0·83 0·77 0·72

G.

Durchmesser der Zapfen an der Traverse des grossen Hakens, und Durchmesser der Axe, auf welcher die Rollen sich drehen $3{\cdot}5\delta$ 4δ $4{\cdot}3\delta$ *)

---

*) Für einen Differential-Flaschenzug — bestehend aus einer losen Rolle, an deren Gehänge die Last Q hängt, und aus zwei fest verbundenen Rollen, welche sich um einen gemeinschaftlichen festen Bolzen drehen und deren Durchmesser D und D_1 etwas verschieden sind, während alle drei Rollen von einer endlosen Kette in zwei Buchten umschlungen sind — hat man ($D > D_1$):

$$\frac{Q}{P} = \frac{K+1}{K^2 - \frac{D_1}{D}}$$

und den Wirkungsgrad: $\eta = \frac{1 - \frac{D_1}{D}}{2} \; \frac{K+1}{K^2 - \frac{D_1}{D}}$

Soll der Flaschenzug die Eigenschaft der Selbsthemmung haben, d. h. die Last Q selbst für $P = 0$ in der Schwebe bleiben, so muss sein:

$$\frac{D}{D_1} < K^2; \text{ z. B. für } K = 1{\cdot}08: \frac{D}{D_1} < 1{\cdot}1664$$

Mit $K = 1{\cdot}08$ ist für $\frac{D_1}{D} = \frac{7}{8} \quad \frac{8}{9} \quad \frac{9}{10}$

$\frac{Q}{P} = 7{\cdot}1 \quad 7{\cdot}5 \quad 7{\cdot}8$

$\eta = 0{\cdot}44 \quad 0{\cdot}42 \quad 0{\cdot}39.$ G.

FÜNFTER ABSCHNITT.

Resultate aus der Hydraulik.

Tafel XXXII.

Ausfluß des Wassers.

131.

Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus einer Oeffnung in einer Wand ausfliesst.

Es müssen hier mehrere Fälle unterschieden werden:

a. Die Oeffnung mündet in die freie Luft und befindet sich in einer Seitenwand, Fig. 4. In diesem Falle ist die Geschwindigkeit, mit welcher ein Wassertheilchen in einem Punkt austritt, der sich in einer Tiefe h unter der Oberfläche des Wassers befindet, gleich $\sqrt{2\,g\,h}$; dagegen ist die mittlere Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser durch die ganze Oeffnung ausfliesst, $\sqrt{2\,g\,H}$, wobei H die Tiefe des Schwerpunktes der Ausflussöffnung unter dem Wasserspiegel bedeutet. Die letztere Regel ist nur annähernd richtig, und die Annäherung ist um so grösser, je kleiner die Dimensionen der Oeffnung im Vergleich mit der Tiefe H sind *).

b. Die Oeffnung mündet ins Freie, und befindet sich am Boden des Gefässes, Fig. 5. Hier ist die Geschwindigkeit, mit welcher

---

*) Eine angenäherte Correction wird dadurch erzielt, dass die mittlere Geschwindigkeit

$$= \left(1 - \frac{1}{8}\,\frac{a^2}{H^2}\right)\sqrt{2\,g\,H}$$

gesetzt wird. Dabei ist $a^2 = \frac{J}{A}$;

A der Flächeninhalt der Ausflussöffnung,

J das Trägheitsmoment derselben in Beziehung auf ihre durch den Schwerpunkt gehende horizontale Secante. G.

das Wasser in irgend einem Punkt der Oeffnung austritt, so wie auch die mittlere Geschwindigkeit gleich $\sqrt{2\,g\,h}$.

c. Die Ausflussöffnung befindet sich unter Wasser an irgend einem Ort der Gefässwand, Fig. 6. Bezeichnet man den Vertikalabstand der Wasserspiegel innerhalb und ausserhalb des Gefässes mit h, so ist die Ausflussgeschwindigkeit gleich $\sqrt{2gh}$

Alle diese Regeln sind mehr oder weniger angenähert richtig, und zwar um so mehr, je kleiner die Bewegungswiderstände sind und je kleiner die Ausflussöffnung im Vergleich mit der Oberfläche des Wassers im Gefäss ist. Die Widerstände sind am kleinsten für eine Oeffnung in einer möglichst dünnen Wand, wie solche durch Zuschärfung der Ränder einer Oeffnung in einer dickeren Wand hergestellt werden kann. Auch sind die Formeln in geringerem Grade richtig bei veränderlichem, als bei constantem Wasserstande im Gefässe.

132.

Tabelle der Geschwindigkeiten und zugehörigen Druckhöhen.

$g = 9{\cdot}8088.$

Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.
M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.
0·01	0·00001	0·22	0·0247	0·43	0·0094	0·64	0·0209
0·02	0·00002	0·23	0·0270	0·44	0·0098	0·65	0·0215
0·03	0·00005	0·24	0·0294	0·45	0·0103	0·66	0·0222
0·04	0·00009	0·25	0·0319	0·46	0·0108	0·67	0·0229
0·05	0·00013	0·26	0·0345	0·47	0·0112	0·68	0·0236
0·06	0·00019	0·27	0·0372	0·48	0·0117	0·69	0·0243
0·07	0·00026	0·28	0·0400	0·49	0·0122	0·70	0·0250
0·08	0·00034	0·29	0·0429	0·50	0·0127	0·71	0·0257
0·09	0·00043	0·30	0·0459	0·51	0·0132	0·72	0·0264
0·10	0·00051	0·31	0·0490	0·52	0·0138	0·73	0·0272
0·11	0·00062	0·32	0·0522	0·53	0·0143	0·74	0·0279
0·12	0·00074	0·33	0·0555	0·54	0·0148	0·75	0·0287
0·13	0·00087	0·34	0·0589	0·55	0·0154	0·76	0·0295
0·14	0·00101	0·35	0·0624	0·56	0·0160	0·77	0·0302
0·15	0·00115	0·36	0·0660	0·57	0·0165	0·78	0·0310
0·16	0·00131	0·37	0·0697	0·58	0·0171	0·79	0·0318
0·17	0·00148	0·38	0·0735	0·59	0·0177	0·80	0·0326
0·18	0·00166	0·39	0·0775	0·60	0·0184	0·81	0·0334
0·19	0·00185	0·40	0·082	0·61	0·0190	0·82	0·0343
0·20	0·00204	0·41	0·086	0·62	0·0196	0·83	0·0351
0·21	0·00225	0·42	0·090	0·63	0·0202	0·84	0·0360

Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.
M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.
0·85	0·0368	1·30	0·0861	1·75	0·1561	2·20	0·2467
0·86	0·0377	1·31	0·0875	1·76	0·1579	2·21	0·2490
0·87	0·0386	1·32	0·0888	1·77	0·1597	2·22	0·2512
0·88	0·0395	1·33	0·0902	1·78	0·1615	2·23	0·2535
0·89	0·0404	1·34	0·0915	1·79	0·1633	2·24	0·2558
0·90	0·0413	1·35	0·0929	1·80	0·1652	2·25	0·2581
0·91	0·0422	1·36	0·0943	1·81	0·1670	2·26	0·2604
0·92	0·0431	1·37	0·0957	1·82	0·1688	2·27	0·2627
0·93	0·0441	1·38	0·0971	1·83	0·1707	2·28	0·2650
0·94	0·0450	1·39	0·0985	1·84	0·1726	2·29	0·2673
0·95	0·0460	1·40	0·0999	1·85	0·1745	2·30	0·2697
0·96	0·0470	1·41	0·1013	1·86	0·1763	2·31	0·2720
0·97	0·0480	1·42	0·1028	1·87	0·1782	2·32	0·2744
0·98	0·0490	1·43	0·1042	1·88	0·1802	2·33	0·2767
0·99	0·0500	1·44	0·1057	1·89	0·1821	2·34	0·2791
1·00	0·0510	1·45	0·1072	1·90	0·1840	2·35	0·2815
1·01	0·0520	1·46	0·1087	1·91	0·1860	2·36	0·2839
1·02	0·0530	1·47	0·1101	1·92	0·1879	2·37	0·2863
1·03	0·0541	1·48	0·1116	1·93	0·1899	2·38	0·2887
1·04	0·0551	1·49	0·1132	1·94	0·1918	2·39	0·2912
1·05	0·0562	1·50	0·1147	1·95	0·1938	2·40	0·2936
1·06	0·0573	1·51	0·1162	1·96	0·1958	2·41	0·2961
1·07	0·0584	1·52	0·1178	1·97	0·1978	2·42	0·2985
1·08	0·0595	1·53	0·1193	1·98	0·1998	2·43	0·3010
1·09	0·0606	1·54	0·1209	1·99	0·2019	2·44	0·3035
1·10	0·0617	1·55	0·1225	2·00	0·2039	2·45	0·3060
1·11	0·0628	1·56	0·1241	2·01	0·2059	2·46	0·3085
1·12	0·0639	1·57	0·1257	2·02	0·2080	2·47	0·3110
1·13	0·0651	1·58	0·1273	2·03	0·2101	2·48	0·3135
1·14	0·0662	1·59	0·1289	2·04	0·2121	2·49	0·3160
1·15	0·0674	1·60	0·1305	2·05	0·2142	2·50	0·3186
1·16	0·0686	1·61	0·1321	2·06	0·2163	2·51	0·3211
1·17	0·0698	1·62	0·1338	2·07	0·2184	2·52	0·3237
1·18	0·0710	1·63	0·1354	2·08	0·2205	2·53	0·3263
1·19	0·0722	1·64	0·1371	2·09	0·2227	2·54	0·3289
1·20	0·0734	1·65	0·1388	2·10	0·2248	2·55	0·3315
1·21	0·0746	1·66	0·1405	2·11	0·2269	2·56	0·3341
1·22	0·0759	1·67	0·1422	2·12	0·2291	2·57	0·3367
1·23	0·0771	1·68	0·1439	2·13	0·2313	2·58	0·3393
1·24	0·0784	1·69	0·1456	2·14	0·2334	2·69	0·3419
1·25	0·0797	1·70	0·1473	2·15	0·2356	2·60	0·3446
1·26	0·0809	1·71	0·1490	2·16	0·2378	2·61	0·3472
1·27	0·0822	1·72	0·1508	2·17	0·2400	2·62	0·3499
1·28	0·0835	1·73	0·1526	2·18	0·2423	2·63	0·3526
1·29	0·0848	1·74	0·1543	2·19	0·2445	2·64	0·3553

Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.
M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.
2·65	0·3580	3·10	0·4899	3·55	0·6424	4·00	0·8156
2·66	0·3607	3·11	0·4930	3·56	0·6460	4·01	0·8197
2·67	0·3634	3·12	0·4962	3·57	0·6497	4·02	0·8238
2·68	0·3661	3·13	0·4994	3·58	0·6533	4·03	0·8279
2·69	0·3689	3·14	0·5026	3·59	0·6570	4·04	0·8320
2·70	0·3716	3·15	0·5058	3·60	0·6606	4·05	0·8361
2·71	0·3744	3·16	0·5090	3·61	0·6643	4·06	0·8402
2·72	0·3771	3·17	0·5122	3·62	0·6680	4·07	0·8444
2·73	0·3799	3·18	0·5155	3·63	0·6717	4·08	0·8485
2·74	0·3827	3·19	0·5187	3·64	0·6754	4·09	0·8527
2·75	0·3855	3·20	0·5220	3·65	0·6791	4·10	0·8569
2·76	0·3883	3·21	0·5252	3·66	0·6828	4·11	0·8611
2·77	0·3911	3·22	0·5285	3·67	0·6866	4·12	0·8653
2·78	0·3940	3·23	0·5318	3·68	0·6903	4·13	0·8695
2·79	0·3968	3·24	0·5351	3·69	0·6941	4·14	0·8737
2·80	0·3996	3·25	0·5384	3·70	0·6978	4·15	0·8779
2·81	0·4025	3·26	0·5417	3·71	0·7016	4·16	0·8821
2·82	0·4054	3·27	0·5451	3·72	0·7054	4·17	0·8864
2·83	0·4083	3·28	0·5484	3·73	0·7092	4·18	0·8906
2·84	0·4111	3·29	0·5518	3·74	0·7130	4·19	0·8949
2·85	0·4140	3·30	0·5551	3·75	0·7168	4·20	0·8992
2·86	0·4170	3·31	0·5585	3·76	0·7207	4·21	0·9035
2·87	0·4199	3·32	0·5619	3·77	0·7245	4·22	0·9078
2·88	0·4228	3·33	0·5653	3·78	0·7283	4·23	0·9121
2·89	0·4257	3·34	0·5687	3·79	0·7322	4·24	0·9164
2·90	0·4287	3·35	0·5721	3·80	0·7361	4·25	0·9207
2·91	0·4317	3·36	0·5755	3·81	0·7400	4·26	0·9251
2·92	0·4346	3·37	0·5789	3·82	0·7438	4·27	0·9294
2·93	0·4376	3·38	0·5824	3·83	0·7478	4·28	0·9338
2·94	0·4406	3·39	0·5858	3·84	0·7517	4·29	0·9381
2·95	0·4436	3·40	0·5893	3·85	0·7556	4·30	0·9425
2·96	0·4466	3·41	0·5927	3·86	0·7595	4·31	0·9469
2·97	0·4497	3·42	0·5962	3·87	0·7634	4·32	0·9513
2·98	0·4527	3·43	0·5997	3·88	0·7674	4·33	0·9557
2·99	0·4557	3·44	0·6032	3·89	0·7714	4·34	0·9601
3·00	0·4588	3·45	0·6067	3·90	0·7753	4·35	0·9646
3·01	0·4618	3·46	0·6102	3·91	0·7793	4·36	0·9690
3·02	0·4649	3·47	0·6138	3·92	0·7833	4·37	0·9735
3·03	0·4680	3·48	0·6173	3·93	0·7873	4·38	0·9779
3·04	0·4711	3·49	0·6209	3·94	0·7913	4·39	0·9824
3·05	0·4742	3·50	0·6244	3·95	0·7953	4·40	0·9869
3·06	0·4773	3·51	0·6280	3·96	0·7994	4·41	0·9914
3·07	0·4804	3·52	0·6316	3·97	0·8034	4·42	0·9959
3·08	0·4836	3·53	0·6352	3·98	0·8075	4·43	1·0004
3·09	0·4867	3·54	0·6388	3·99	0·8115	4·44	1·0049

Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.
M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.
4·45	1·0094	4·90	1·2239	5·35	1·4590	5·80	1·7148
4·46	1·0140	4·91	1·2289	5·36	1·4645	5·81	1·7207
4·47	1·0185	4·92	1·2339	5·37	1·4700	5·82	1·7266
4·48	1·0231	4·93	1·2389	5·38	1·4754	5·83	1·7326
4·49	1·0277	4·94	1·2440	5·39	1·4809	5·84	1·7385
4·50	1·0322	4·95	1·2490	5·40	1·4864	5·85	1·7445
4·51	1·0368	4·96	1·2541	5·41	1·4919	5·86	1·7505
4·52	1·0414	4·97	1·2591	5·42	1·4975	5·87	1·7564
4·53	1·0460	4·98	1·2642	5·43	1·5030	5·88	1·7624
4·54	1·0507	4·99	1·2693	5·44	1·5085	5·89	1·7684
4·55	1·0553	5·00	1·2744	5·45	1·5141	5·90	1·7744
4·56	1·0599	5·01	1·2795	5·46	1·5196	5·91	1·7805
4·57	1·0646	5·02	1·2846	5·47	1·5252	5·92	1·7865
4·58	1·0693	5·03	1·2897	5·48	1·5308	5·93	1·7925
4·59	1·0739	5·04	1·2948	5·49	1·5364	5·94	1·7986
4·60	1·0786	5·05	1·3000	5·50	1·5420	5·95	1·8046
4·61	1·0833	5·06	1·3051	5·51	1·5476	5·96	1·8107
4·62	1·0880	5·07	1·3103	5·52	1·5532	5·97	1·8168
4·63	1·0927	5·08	1·3155	5·53	1·5589	5·98	1·8229
4·64	1·0975	5·09	1·3207	5·54	1·5645	5·99	1·8290
4·65	1·1022	5·10	1·3259	5·55	1·5701	6·00	1·8351
4·66	1·1069	5·11	1·3311	5·56	1·5758	6·01	1·8412
4·67	1·1117	5·12	1·3363	5·57	1·5815	6·02	1·8473
4·68	1·1165	5·13	1·3415	5·58	1·5872	6·03	1·8535
4·69	1·1212	5·14	1·3467	5·59	1·5929	6·04	1·8596
4·70	1·1260	5·15	1·3520	5·60	1·5986	6·05	1·8658
4·71	1·1308	5·16	1·3572	5·61	1·6043	6·06	1·8720
4·72	1·1356	5·17	1·3625	5·62	1·6100	6·07	1·8782
4·73	1·1405	5·18	1·3678	5·63	1·6157	6·08	1·8843
4·74	1·1453	5·19	1·3731	5·64	1·6215	6·09	1·8906
4·75	1·1501	5·20	1·3784	5·65	1·6272	6·10	1·8968
4·76	1·1550	5·21	1·3837	5·66	1·6330	6·11	1·9030
4·77	1·1598	5·22	1·3890	5·67	1·6388	6·12	1·9092
4·78	1·1647	5·23	1·3943	5·68	1·6446	6·13	1·9155
4·79	1·1696	5·24	1·3996	5·69	1·6504	6·14	1·9217
4·80	1·1745	5·25	1·4050	5·70	1·6562	6·15	1·9280
4·81	1·1794	5·26	1·4103	5·71	1·6620	6·16	1·9343
4·82	1·1843	5·27	1·4157	5·72	1·6678	6·17	1·9405
4·83	1·1892	5·28	1·4211	5·73	1·6736	6·18	1·9468
4·84	1·1941	5·29	1·4265	5·74	1·6795	6·19	1·9531
4·85	1·1991	5·30	1·4319	5·75	1·6854	6·20	1·9595
4·86	1·2040	5·31	1·4373	5·76	1·6912	6·21	1·9658
4·87	1·2090	5·32	1·4427	5·77	1·6971	6·22	1·9721
4·88	1·2139	5·33	1·4481	5·78	1·7030	6·23	1·9785
4·89	1·2189	5·34	1·4536	5·79	1·7089	6·24	1·9848

Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.
M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.
6·25	1·9912	6·70	2·2883	7·15	2·6060	7·60	2·9443
6·26	1·9976	6·71	2·2951	7·16	2·6132	7·61	2·9520
6·27	2·0040	6·72	2·3019	7·17	2·6205	7·62	2·9598
6·28	2·0104	6·73	2·3088	7·18	2·6279	7·63	2·9676
6·29	2·0168	6·74	2·3157	7·19	2·6352	7·64	2·9754
6·30	2·0232	6·75	2·3225	7·20	2·6425	7·65	2·9832
6·31	2·0296	6·76	2·3294	7·21	2·6499	7·66	2·9910
6·32	2·0361	6·77	2·3363	7·22	2·6572	7·67	2·9988
6·33	2·0425	6·78	2·3432	7·23	2·6646	7·68	3·0066
6·34	2·0490	6·79	2·3501	7·24	2·6720	7·69	3·0144
6·35	2·0554	6·80	2·3571	7·25	2·6794	7·70	3·0223
6·36	2·0619	6·81	2·3640	7·26	2·6868	7·71	3·0301
6·37	2·0684	6·82	2·3710	7·27	2·6942	7·72	3·0380
6·38	2·0749	6·83	2·3779	7·28	2·7016	7·73	3·0459
6·39	2·0814	6·84	2·3849	7·29	2·7090	7·74	3·0538
6·40	2·0879	6·85	2·3919	7·30	2·7164	7·75	3·0617
6·41	2·0945	6·86	2·3989	7·31	2·7239	7·76	3·0696
6·42	2·1010	6·87	2·4059	7·32	2·7313	7·77	3·0775
6·43	2·1075	6·88	2·4129	7·33	2·7388	7·78	3·0854
6·44	2·1141	6·89	2·4199	7·34	2·7463	7·79	3·0933
6·45	2·1207	6·90	2·4269	7·35	2·7538	7·80	3·1013
6·46	2·1273	6·91	2·4339	7·36	2·7613	7·81	3·1092
6·47	2·1338	6·92	2·4410	7·37	2·7688	7·82	3·1172
6·48	2·1404	6·93	2·4481	7·38	2·7763	7·83	3·1252
6·49	2·1471	6·94	2·4551	7·39	2·7838	7·84	3·1332
6·50	2·1537	6·95	2·4622	7·40	2·7914	7·85	3·1412
6·51	2·1603	6·96	2·4693	7·41	2·7989	7·86	3·1492
6·52	2·1670	6·97	2·4764	7·42	2·8065	7·87	3·1572
6·53	2·1736	6·98	2·4835	7·43	2·8140	7·88	3·1652
6·54	2·1803	6·99	2·4906	7·44	2·8216	7·89	3·1733
6·55	2·1869	7·00	2·4978	7·45	2·8292	7·90	3·1813
6·56	2·1936	7·01	2·5049	7·46	2·8368	7·91	3·1894
6·57	2·2003	7·02	2·5121	7·47	2·8444	7·92	3·1975
6·58	2·2070	7·03	2·5192	7·48	2·8521	7·93	3·2055
6·59	2·2137	7·04	2·5264	7·49	2·8597	7·94	3·2136
6·60	2·2205	7·05	2·5336	7·50	2·8673	7·95	3·2217
6·61	2·2272	7·06	2·5408	7·51	2·8750	7·96	3·2298
6·62	2·2339	7·07	2·5480	7·52	2·8826	7·97	3·2380
6·63	2·2407	7·08	2·5552	7·53	2·8903	7·98	3·2461
6·64	2·2475	7·09	2·5624	7·54	2·8980	7·99	3·2542
6·65	2·2542	7·10	2·5696	7·55	2·9057	8·00	3·2624
6·66	2·2610	7·11	2·5769	7·56	2·9134	8·01	3·2705
6·67	2·2678	7·12	2·5841	7·57	2·9211	8·02	3·2787
6·68	2·2746	7·13	2·5914	7·58	2·9288	8·03	3·2869
6·69	2·2814	7·14	2·5987	7·59	2·9365	8·04	3·2951

Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.	Geschwindigkeit.	Zugehörige Höhe.
M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.	M.
8·05	3·3033	8·45	3·6397	8·85	3·9925	9·25	4·3615
8·06	3·3115	8·46	3·6483	8·86	4·0015	9·26	4·3710
8·07	3·3197	8·47	3·6570	8·87	4·0105	9·27	4·3804
8·08	3·3280	8·48	3·6656	8·88	4·0196	9·28	4·3898
8·09	3·3362	8·49	3·6743	8·89	4·0286	9·29	4·3993
8·10	3·3444	8·50	3·6829	8·90	4·0377	9·30	4·4088
8·11	3·3527	8·51	3·6916	8·91	4·0468	9·31	4·4183
8·12	3·3610	8·52	3·7003	8·92	4·0559	9·32	4·4278
8·13	3·3693	8·53	3·7090	8·93	4·0650	9·33	4·4373
8·14	3·3776	8·54	3·7177	8·94	4·0741	9·34	4·4468
8·15	3·3859	8·55	3·7264	8·95	4·0832	9·35	4·4563
8·16	3·3942	8·56	3·7351	8·96	4·0923	9·36	4·4659
8·17	3·4025	8·57	3·7438	8·97	4·1015	9·37	4·4754
8·18	3·4108	8·58	3·7526	8·98	4·1106	9·38	4·4850
8·19	3·4192	8·59	3·7613	8·99	4·1198	9·39	4·4945
8·20	3·4275	8·60	3·7701	9·00	4·1290	9·40	4·5041
8·21	3·4359	8·61	3·7789	9·01	4·1381	9·41	4·5137
8·22	3·4443	8·62	3·7876	9·02	4·1473	9·42	4·5233
8·23	3·4527	8·63	3·7964	9·03	4·1565	9·43	4·5329
8·24	3·4611	8·64	3·8052	9·04	4·1657	9·44	4·5425
8·25	3·4695	8·65	3·8141	9·05	4·1750	9·45	4·5522
8·26	3·4779	8·66	3·8229	9·06	4·1842	9·46	4·5618
8·27	3·4863	8·67	3·8317	9·07	4·1934	9·47	4·5715
8·28	3·4947	8·68	3·8405	9·08	4·2027	9·48	4·5811
8·29	3·5032	8·69	3·8494	9·09	4·2119	9·49	4·5908
8·30	3·5116	8·70	3·8583	9·10	4·2212	9·50	4·6005
8·31	3·5201	8·71	3·8671	9·11	4·2305	9·51	4·6102
8·32	3·5286	8·72	3·8760	9·12	4·2398	9·52	4·6199
8·33	3·5371	8·73	3·8849	9·13	4·2491	9·53	4·6296
8·34	3·5456	8·74	3·8938	9·14	4·2584	9·54	4·6394
8·35	3·5541	8·75	3·9028	9·15	4·2677	9·55	4·6490
8·36	3·5626	8·76	3·9117	9·16	4·2771	9·56	4·6588
8·37	3·5711	8·77	3·9206	9·17	4·2864	9·57	4·6685
8·38	3·5796	8·78	3·9295	9·18	4·2958	9·58	4·6783
8·39	3·5882	8·79	3·9385	9·19	4·3051	9·59	4·6880
8·40	3·5968	8·80	3·9475	9·20	4·3145	9·60	4·6978
8·41	3·6053	8·81	3·9565	9·21	4·3239	9·61	4·7076
8·42	3·6139	8·82	3·9654	9·22	4·3333	9·62	4·7174
8·43	3·6225	8·83	3·9744	9·23	4·3427	9·63	4·7272
8·44	3·6311	8·84	3·9834	9·24	4·3521	9·64	4·7370

133.

Theoretische Ausflussmenge.

Tafel XXXII.

Eine genaue Berechnung der Wassermenge, welche unter verschiedenen Umständen durch eine Oeffnung ausfliesst, ist ein bis jetzt noch nicht gelöstes Problem. Man erhält annähernd diese Wassermenge, welche per 1" durch eine Oeffnung ausfliesst, wenn man den Querschnitt A der Auflussöffnung mit einer gewissen Geschwindigkeit multiplizirt, die der mittleren Ausflussgeschwindigkeit möglichst nahe kommt. Die so berechnete Wassermenge Q nennt man die theoretische Wassermenge. Diese ist:

a) wenn die Oeffnung in's Freie mündet: Fig. 4, 5,

$$Q = A \sqrt{2gh} \text{ Kubm. in } 1''$$

b) wenn sich die Oeffnung unter Wasser befindet: Fig. 6,

$$Q = A \sqrt{2gh} \text{ Kubm. in } 1''$$

c) für eine Ueberfall-Oeffnung: Fig. 7, 8, 9,

$$Q = b\ h \sqrt{2gh}$$

wobei b die Breite der Oeffnung, h die Höhe des Wassers im Zuflusskanal über dem horizontalen Rand der Oeffnung bedeutet.

134.

Wahre Ausflussmenge.

Tafel XXXII.

Um die wirklich ausfliessende Wassermenge zu finden, muss man die theoretische Wassermenge mit einem gewissen Erfahrungs-Coeffizienten k multipliziren. Die Bedeutung desselben ist folgende:

a) Wenn die Ausflussöffnung nach der natürlichen Zusammenziehung des Strahles gebildet ist und wenn $\sqrt{2gh}$ die wahre mittlere Ausflussgeschwindigkeit bedeutet, ist die theoretische Formel ganz richtig, bedarf daher keiner Correktion, und der Coeffizient k ist in diesem Falle gleich der Einheit.

b) Wenn das Wasser mit Contraktion austritt und wenn $\sqrt{2gh}$ die wahre mittlere Ausflussgeschwindigkeit ausdrückt, so bedeutet der Coeffizient k, mit welchem die theoretische Wassermenge multiplizirt werden muss, um die wirkliche zu finden, das Verhältniss zwischen dem Querschnitte des Strahles an dem Ort der stärksten Zusammenziehung und dem Querschnitt der Ausflussöffnung. Der Coeffizient heisst in diesem Fall: Contraktions-Coeffizient.

c) Wenn das Wasser ohne Contraktion austritt und wenn $\sqrt{2gh}$ nicht die wahre mittlere Geschwindigkeit ausdrückt, bedeutet der Coeffizient k das Verhältniss zwischen der wahren mittleren Geschwindigkeit und der fehlerhaften $\sqrt{2gh}$. Der Coeffizient kann in diesem Fall Geschwindigkeits-Coeffizient genannt werden.

d) Wenn das Wasser mit Contraktion austritt und wenn $\sqrt{2gh}$ nicht die wahre mittlere Geschwindigkeit ausdrückt, bedeutet jener Coeffizient das Produkt aus dem Contraktions- in den Geschwindigkeits-Coeffizienten und kann in diesem Fall Correktions-Coeffizient genannt werden.

Coeffizienten k zur Berechnung der Ausflußmengen.

135.

Correktions-Coeffizienten für den Ausfluss aus vertikalen Oeffnungen in dünnen Wänden; vollständige Contraktion.

Die folgende Tabelle enthält die Coeffizienten, welche *Poncelet* und *Lesbros* für diesen Fall durch zahlreiche Versuche gefunden haben. Die in der ersten Columne enthaltenen Wasserstände beziehen sich auf den in einiger Entfernung vor der Oeffnung noch ungesenkten Wasserspiegel.

Tafel der Coeffizienten zur Berechnung der Ausflussmenge aus rechtwinkligen vertikalen Oeffnungen in dünnen Wänden, bei vollständiger Contraktion und Ausfluss in die freie Luft.

Druckhöhe über dem oberen Rand der Oeffnung.	Coeffizienten für die Wassermenge, wenn die Höhe der Oeffnung ist:					
	0·20^m	0·10^m	0·05^m	0·03^m	0·02^m	0·01^m
m.						
0·000	„	„	„	„	„	„
0·005	„	„	„	„	„	0·705
0·010	„	„	0·607	0·630	0·660	0·701
0·015	„	0·593	0·612	0·632	0·660	0·697
0·020	0·572	0·596	0·615	0·634	0·659	0·694
0·030	0·578	0·600	0·620	0·638	0·659	0·688
0·040	0·582	0·603	0·623	0·640	0·658	0·683
0·050	0·585	0·605	0·625	0·640	0·658	0·679
0·060	0·587	0·607	0·627	0·640	0·657	0·676
0·070	0·588	0·609	0·628	0·639	0·656	0·673
0·080	0·589	0·610	0·629	0·638	0·656	0·670
0·090	0·591	0·610	0·629	0·637	0·655	0·668
0·100	0·592	0.611	0·630	0·637	0·654	0·666
0·120	0·593	0·612	0·630	0·636	0·653	0·663
0·140	0·595	0·613	0·630	0·635	0·651	0·660
0·160	0·596	0·614	0·631	0·634	0·650	0·658
0·180	0·597	0·615	0·630	0·634	0·649	0·657
0·200	0·598	0·615	0·630	0·633	0·648	0·655
0·250	0·599	0·616	0·630	0·632	0·646	0·653
0·300	0·600	0·616	0·629	0·632	0·644	0·650
0·400	0·602	0·617	0·628	0·631	0·642	0·647
0·500	0·603	0·617	0·628	0·630	0·640	0·644
0·600	0·604	0·617	0·627	0·630	0·638	0·642
0·700	0·604	0·616	0·627	0·629	0·637	0·640
0·800	0·605	0·616	0·627	0·629	0·636	0·637
0·900	0·605	0·615	0·626	0·628	0·634	0·635
1·000	0·605	0·615	0·626	0·628	0·633	0·632
1·100	0·604	0·614	0·625	0·627	0·631	0·629
1·200	0·604	0·614	0·624	0·626	0·628	0·626
1·300	0·603	0·613	0·622	0·624	0·625	0·622
1·400	0·603	0·612	0·621	0·622	0·622	0·618
1·500	0·602	0·611	0·620	0·620	0·619	0·615
1·600	0·602	0·611	0·618	0·618	0·617	0·613
1·700	0·602	0·610	0·617	0·616	0·615	0·612
1·800	0·601	0·609	0·615	0·615	0·614	0·612
1·900	0·601	0·608	0·614	0·613	0·612	0·611
2·000	0·601	0·607	0·613	0·612	0·612	0·611
3·000	0·601	0·603	0·606	0·608	0·610	0·609

136.

Coeffizienten zur Berechnung der Ausflussmenge aus einer unter Wasser befindlichen Oeffnung, Fig. 6, *vollständige Contraktion.*

Für diesen Fall gelten ebenfalls die in der vorhergehenden Tabelle enthaltenen Coeffizienten; es bedeuten aber dann die in der ersten Vertikal-Columne enthaltenen Zahlen die Vertikalabstände der Wasserspiegel innerhalb und ausserhalb des Gefässes.

137.

Coeffizienten zur Berechnung der Ausflussmengen aus Oeffnungen in dünnen Wänden, unvollständige Contraktion.

Diese Coeffizienten werden gefunden, wenn man jene, welche der vollständigen Contraktion entsprechen, mit folgenden Zahlen multiplizirt.

a) Rechtwinklige Oeffnungen:

Contraktion auf 3 Seiten	. . . .	1·035
„ „ 2 „	. . . .	1·072
„ „ 1 „	. . . .	1·125

b) Nicht rechtwinklige Oeffnungen.

Nennt man:

p die Länge des Umfanges der Ausflussöffnung,
n die Länge von dem Theile des Umfanges, auf welchem keine Contraktion stattfindet,

so findet man den Coeffizienten zur Berechnung der Ausflussmenge, wenn man jenen, welcher der vollständigen Contraktion entspricht, noch mit

$$1 + 0{\cdot}152 \frac{n}{p}$$

multiplizirt*).

---

*) Nach Weisbach ist auf Grund seiner eigenen und der Versuche von Bidone auch für rechtwinklige Oeffnungen im Durchschnitt der fragliche Multiplikator $= 1 + 0{\cdot}155 \frac{n}{p}$ zu setzen. G.

138.

Coeffizienten für den Ausfluss aus kurzen cylindrischen Ansatzröhren.

Nach Versuchen von Eytelwein hat man folgende Tabelle*):

Verhältniss zwischen der Länge und dem Durchmesser der Ansatzröhren.	Entsprechende Coeffizienten für die Wassermenge.
1 oder kleiner als 1	0·62
2 bis 3	0·82
12	0·77
24	0·73
36	0·68
43	0·63
60	0·60

139.

Coeffizienten für den Ausfluss aus konisch convergirenden Ansätzröhren. (Versuche von d'Aubuisson und Castel.)

Um für diesen Fall die Ausflussmenge und Ausflussgeschwindigkeit zu berechnen, muss man den theoretischen Werth derselben mit den in folgender Tabelle enthaltenen Coeffizienten multipliziren. Zur Berechnung der theoretischen Wassermenge ist der äussere kleinere Querschnitt der Anzatzröhre zu nehmen.

---

*) Wenn das Verhältniss zwischen der Länge und dem Durchmesser der Röhre = n gesetzt wird, so fand bei den Eytelwein'schen Versuchen für n $\lessapprox$ 1 ein voller Ausfluss, d. h. eine volle Ausfüllung der Röhre durch das Wasser nicht statt, und es stimmt deshalb für diesen Fall der Werth des Ausflusscoeffizienten mit demjenigen überein, welcher für eine kreisförmige Mündung in der dünnen Wand von gleicher Weite (nämlich 1 Zoll = ungefähr 2·5 Centimeter) gefunden wurde. Bei n = 2 fand eben ein voller Ausfluss statt. Bei den grösseren Werthen von n hat die Reibung an der Rohrwand wesentlichen Einfluss auf den Ausflusscoeffizienten; mit Rücksicht darauf ist zu bemerken, dass die Eytelwein'schen Versuchsröhren von Messing und innen polirt waren, und dass die Druckhöhe im Mittel 0·75 Meter betrug.

Nach Weisbach ist für eine eigentlich kurze cylindrische Ansatzröhre (ungefähr n = 3) bei vollem Ausfluss der fragliche Coeffizient von der Rohrweite abhängig, und zwar um so kleiner, je grösser diese Weite, insbesondere = 0·84 bis 0·81 für Rohrweiten von 1 bis 4 Centimeter.

Der zur Erzielung eines vollen Ausflusses wenigstens nöthige Werth von n wächst mit der Druckhöhe, unter welcher das Wasser ausfliesst; n = 3 ist ausreichend bis zu Druckhöhen von etwa 10 Mtr. G.

Convergenzwinkel.	Coeffizienten für die		Convergenzwinkel.	Coeffizienten für die	
	Ausflussmenge.	Ausflussgeschwindigkeit.		Ausflussmenge.	Ausflussgeschwindigkeit.
0^0	0·829	0·829	20^0	0·922	0·972
2^0	0·873	0·874	22^0	0·916	0·973
4^0	0·909	0·907	24^0	0·911	0·974
6^0	0·925	0·922	26^0	0·906	0·974
8^0	0·931	0·933	28^0	0·898	0·975
10^0	0·937	0·949	30^0	0·896	0·975
12^0	0·942	0·955	35^0	0·883	0·977
14^0	0·943	0·965	40^0	0·871	0·980
16^0	0·938	0·970	45^0	0·857	0·982
18^0	0·931	0·971	50^0	0·844	0·985

Bei einem Convergenzwinkel von 13^0 ist die Ausflussmenge ein Maximum, der Coeffizient für die Ausflussmenge = 0·946.

140.

Coeffizienten für Schützenöffnungen, die nach einem Gerinne führen. Tafel XXXII.

Es sind hier mehrere Fälle zu unterscheiden:

a) Wenn der Schützen schief steht und weder am Boden noch an den Seiten der Oeffnung Zusammenziehung stattfindet, hat man

$$k = 1 - 0·0043\ \alpha^0$$

wobei α^0 die Neigung des Schützens gegen den Horizont und k den Coeffizienten für die Berechnung der Ausflussmenge bedeutet.

Für α =	40	45	50	55	60
wird k =	0·83	0·81	0·79	0·76	0·74

b) Wenn der Schützen vertikal steht, hat die Anwesenheit des Gerinnes keinen Einfluss auf die ausströmende Wassermenge, so lange der Wasserstand über dem Mittelpunkt nicht unter:

$0·5^m$ bis $0·6^m$ ist für Oeffnungen von 0·15 bis $0·2^m$ Höhe
0·3 „ 0·4 „ „ „ „ 0·10 „
0·2 „ „ „ „ 0·05 „

c) Wenn der Wasserstand über dem Mittelpunkt der Oeffnung unter die so eben bezeichneten Grenzen fällt (was jedoch nur

selten eintritt), hat die Anwesenheit des Gerinnes einigen Einfluss auf die Ausflussmenge, und die Coeffizienten sind dann mit Hilfe der Figuren 10 bis 15 aus folgender Tabelle zu entnehmen.

Höhe der Oeffnung. Meter.	Wasserstand über der Mitte der Oeffnung. Meter.	Coeffizienten der Ausflussmengen für die Anordnungen					
		Fig. 10.	Fig. 11.	Fig. 12.	Fig. 13.	Fig. 14.	Fig. 15.
0·20	0·40	0·591	0·580	0·582	0·577	0·603	0·597
	0·24	0·559	0·552	0·550	0·548	0·576	0·573
	0·12	0·483	0·482	0·484	0·485	0·484	0·483
0·10	0·16	0·590	0·580	0·583	0·585	0·606	0·604
	0·11	0·562	0·560	0·561	0·562	0·566	0·564
	0·09	0·523	0·522	0·522	0·517	0·510	0·510
	0·06	0·464	0·463	0·462	0·462	0·460	0·460
0·05	0·20	0·631	0·615	0·618	0·622	0·636	0·628
	0·11	0·614	0·597	0·598	0·601	0·610	0·609
	0·05	0·495	0·493	0·486	0·490	0·462	0·501
	0·04	0·452	0·443	0·442	0·442	0·417	
0·03	0·20	0·632	0·631	0·632	0·635	0·650	0·651
	0·06	0·627	0·605	0·602	0·607	0·572	0·594

141.

Wassermenge bei Ueberfällen. Taf. XXXII, Fig. 7, 8, 9.

Nach den Versuchen von Castel kann man zur Berechnung der Wassermengen bei Ueberfällen folgende Regeln aufstellen.

Nennt man:

B die Breite des Zuflusskanales,

b die Breite des Ueberfalles,

h die Höhe des Wasserstandes im Zuflusskanal über dem horizontalen Rand des Ueberfalls,

Q die Wassermenge in Kubikmetern, welche per 1'' abfliesst,

so ist:

$$Q = \left(0{\cdot}381 + 0{\cdot}062 \frac{b}{B}\right) b\, h \sqrt{2\, g\, h}$$

Diese Formel gibt jedoch nur richtige Werthe, wenn:

1) der Querschnitt des Wasserkörpers im Zuflusskanal wenigstens 5 Mal so gross ist als der Querschnitt b h,

2) die Breite des Ueberfalles wenigstens $\frac{1}{3}$ von der Breite des Zuflusskanals beträgt,
3) die Oeffnung des Ueberfalles mit scharfen Kanten versehen ist,
4) die Kante des Ueberfalles wenigstens in einer Höhe 2 h über dem Spiegel des Unterwassers sich befindet*).

Die Werthe von $\left(0{\cdot}381 + 0{\cdot}062 \frac{b}{B}\right)$ sind in folgender Tabelle enthalten:

$\frac{b}{B}$	0·33	0·40	0·50	0·60	0·70	0·80	0·90	1·00
$0{\cdot}381 + 0{\cdot}062 \frac{b}{B}$	0·401	0·406	0·412	0·418	0·424	0·431	0·437	0·443
$\dfrac{0{\cdot}381 + 0{\cdot}062 \frac{b}{B}}{0{\cdot}443}$	0·905	0·916	0·930	0·944	0·957	0·973	0·986	1·000

Wenn der Ueberfall eben so breit ist wie der Zuflusskanal, fallen die Seitencontraktionen weg, und man hat dann nach den angeführten Versuchen:

$$Q = 0{\cdot}443\ b\ h \sqrt{2gh}$$

Die folgende Tabelle gibt die Wassermenge in Kubik-Decimetern (Liter), welche bei Ueberfällen, die eben so breit sind wie die Zuflusskanäle, in jeder Sekunde und auf jeden Meter Breite des

*) Wenn mit n das Verhältniss des Querschnitts b h zum Querschnitt des Wasserkörpers im Zuflusskanal oberhalb des Ueberfalles bezeichnet wird, so ist nach Versuchen von Weisbach:

$$Q = k\, b\, h \sqrt{2gh}$$

worin zu setzen ist

a) für den Fall, dass b wesentlich $<$ B ist und somit auch von den Seiten eine vollkommene Contraktion stattfindet:

$$k = k_0\,(1 + 1{\cdot}718\, n^4)$$

b) für den Fall b = B:

$$k = k_0\,(1{\cdot}041 + 0{\cdot}369\, n^2)$$

Dabei bedeutet k_0 den Coeffizienten der Poncelet-Lesbros'schen Fundamentalversuche mit Ueberfällen, nämlich:

k_0 =	0·412	0·407	0·401	0·397	0·395	0·393	0·390	
für h =	0·03	0·04	0·06	0·08	0·10	0·15	0·20	Meter.

Es ist bei diesen Regeln vorausgesetzt, dass n $<$ 0·5, dass die Oeffnung des Ueberfalls mit scharfen Kanten versehen ist, und dass die untere Kante möglichst hoch über dem Unterwasserspiegel liegt. G.

Ueberfalls abfliessen, oder mit andern Worten: man erhält aus dieser Tabelle die Werthe von $443\, h \sqrt{2 g h}$ für verschiedene Werthe von h.

142.

Tabelle der Wassermengen, welche bei vollkommenen Ueberfällen auf jeden Meter Breite bei verschiedenen Dicken der Wasserschichte abfliessen. Kanal und Ueberfall gleich breit.

Wasserstand. Meter.	Wassermenge Liter.	Wasserstand. Meter.	Wassermenge. Liter.	Wasserstand. Meter.	Wassermenge. Liter.	Wasserstand. Meter.	Wassermenge. Liter.	Wasserstand. Meter.	Wassermenge. Liter
0·050	21·9	0·080	44·4	0·130	92·0	0·180	149·8	0·230	216·4
0·051	22·6	0·082	46·1	0·132	94·2	0·182	152·3	0·235	223·5
0·052	23·3	0·084	47·8	0·134	96·3	0·184	154·8	0·240	230·7
0·053	23·9	0·086	49·5	0·136	98·5	0·186	157·3	0·245	237·9
0·054	24·6	0·088	51·2	0·138	100·6	0·188	159·9	0·250	245·2
0·055	25·3	0·090	53·0	0·140	102·8	0·190	162·5	0·255	252·6
0·056	26·0	0·092	54·7	0·142	105·0	0·192	165·0	0·260	260·1
0·057	26·7	0·094	56·5	0·144	107·2	0·194	167·6	0·265	267·7
0·058	27·4	0·096	58·3	0·146	109·4	0·196	170·2	0·270	275·2
0·059	28·1	0·098	60·2	0·148	111·7	0·198	172·8	0·275	282·9
0·060	28·8	0·100	62·1	0·150	114·0	0·200	175·5	0·280	290·7
0·061	29·6	0·102	64·0	0·152	116·3	0·202	178·2	0·285	298·6
0·062	30·3	0·104	65·9	0·154	118·6	0·204	180·8	0·290	306·4
0·063	31·0	0·106	67·8	0·156	120·9	0·206	183·5	0·295	314·4
0·064	31·8	0·108	69·7	0·158	123·2	0·208	186·1	0·300	322·4
0·065	32·5	0·110	71·6	0·160	125·6	0·210	188·8	0·305	330·5
0·066	33·3	0·112	73·5	0·162	128·0	0·212	191·5	0·310	338·7
0·067	34·0	0·114	75·5	0·164	130·4	0·214	194·2	0·315	346·9
0·068	34·8	0·116	77·5	0·166	132·7	0·216	196·9	0·320	355·2
0·069	35·6	0·118	79·5	0·168	133·1	0·218	199·6	0·325	363·5
0·070	36·3	0·120	81·5	0·170	137·5	0·220	202·4	0·330	371·9
0·072	37·9	0·122	83·6	0·172	140·0	0·222	205·2	0·335	380·4
0·074	39·5	0·124	85·7	0·174	142·4	0·224	208·0	0·340	389·1
0·076	41·1	0·126	87·8	0·176	144·8	0·226	210·8	0·345	397·7
0·078	42·7	0·128	89·9	0·178	147·3	0·228	213·6	0·350	406·3

143.

Vollkommene Ueberfälle ohne erhebliche Contraktion des Strahles.

Ueberfälle haben gewöhnlich nur dann scharfe Kanten, wenn dieselben zur Messung der Wassermengen von Bächen gebraucht

und zu diesem Zwecke besonders hergestellt werden. Die Wehre, welche zur Stauung des Wassers für technische Zwecke erbaut werden, erhalten jederzeit eine ebene oder abgerundete Krone, so dass das Wasser, ohne irgend eine erhebliche Contraktion zu erleiden, von derselben herabstürzt. Die in 1" abfliessende Wassermenge ist in diesem Falle nach *Eytelwein*:

$$Q = 0{\cdot}57\, b\, h\, \sqrt{2\, g\, h} \sqrt{1 + 0{\cdot}115\, \frac{u^2}{h}}$$

wobei Q, b, h die Bedeutung wie in Nr. 141 haben und u die Geschwindigkeit des Wassers im Flusse in einiger Entfernung vor dem Wehr bezeichnet.

Anlage der Wehre.

144.

Umstände, unter welchen die Erbauung eines Wehres zweckmässig oder nothwendig ist.

Die Erbauung eines Wehres ist nur dann möglich, wenn der Wasserspiegel eines Flusses auf eine längere Strecke über seinen natürlichen Stand gehoben werden darf. Die Erbauung eines Wehres ist zweckmässig oder nothwendig, 1) wenn kein natürliches Gefälle vorhanden ist und ein künstliches Gefälle hervorgebracht werden soll; 2) wenn das vorhandene natürliche Gefälle nicht die wünschenswerthe Grösse hat, daher durch einen künstlichen Bau erhöht werden soll; 3) wenn in einem Fluss oder Bach auf einer kurzen Strecke ein starkes Gefälle vorhanden ist, das auf einen Punkt concentrirt werden soll; 4) wenn die natürlichen Veränderungen des Wasserstandes vermindert oder aufgehoben werden sollen; 5) wenn das durch die Stauung hervorzubringende Gefälle nicht mehr als $2{\cdot}5^m$ beträgt; 6) wenn zwei oder mehrere von den so eben angegebenen Umständen gleichzeitig vorhanden sind.

145.

Umstände, welche bestimmen, was für ein Wehr erbaut werden soll.

Ein Grundwehr *) wird angelegt, wenn die Wassermenge des Flusses nicht sehr veränderlich und die hervorzubringende Stauung

*) Ein Ueberfallwehr heisst ein Grundwehr oder ein vollkommenes Ueberfallwehr, je nachdem die Wehrkrone tiefer oder höher liegt, als der Unterwasserspiegel. Dieser liegt etwas tiefer, als der Wasserspiegel des Flusses vor Erbauung des Wehres, wenn oberhalb des Letzeren ein Theil der Wassermenge des

nicht zu gross ist. — Ein vollkommenes Ueberfallwehr wird angelegt, wenn die hervorzubringende Stauung gross und die Wassermenge wenig veränderlich ist. — Ein Schleusenwehr wird angelegt, wenn bei höchstem Wasserstande die Lokalverhältnisse gar keine Stauung gestatten. — Ein Ueberfall-Schleusenwehr wird angelegt, wenn bei sehr veränderlichem Wasserzufluss der Wasserstand oberhalb des Wehres immer auf derselben Höhe erhalten werden soll.

146.

Genauere Entscheidung der Frage, ob ein Grundwehr oder ein Ueberfallwehr angelegt werden soll.

Es sei:

h die Stauung, welche durch das Wehr hervorgebracht werden soll,

b die Breite des Wehres, welche in der Regel mit jener des Flusses übereinstimmt, manchmal aber auch grösser angenommen wird,

Q die Wassermenge in Kubikmetern, welche in 1" über das Wehr fliessen soll.

Ist die Wassermenge Q kleiner als $0{\cdot}57\, b\, h \sqrt{2\, g\, h}$, so muss ein Ueberfallwehr gemacht werden. Ist Q grösser, so muss ein

---

Flusses abgeleitet wird und somit die Wassermenge Q, welche über das Wehr hinwegfliesst, kleiner ist als die ganze Wassermenge Q_0 des Flusses.

Nennt man:

a die mittlere Tiefe des Flusses bei der Wassermenge Q_0 vor Erbauung des Wehres,

b die Breite des Flusses,

e die Erniedrigung des Wasserspiegels unterhalb des Wehres infolge der oberhalb desselben stattfindenden Ableitung der Wassermenge $Q_0 - Q$,

so ist annäherungsweise:

$$\frac{e}{a} = 1 - \left(\frac{Q}{Q_0}\right)^{\frac{2}{3}} \left\{1 - \frac{2}{3}\,\frac{a}{b}\left[1 - \left(\frac{Q}{Q_0}\right)^{\frac{2}{3}}\right]\right\}$$

um so genauer, je steiler die Ufer des Flusses sind und je grösser b im Vergleich mit a ist.

Setzt man

$$\frac{e}{a} = x + y\,\frac{a}{b}$$

so sind die Werthe von x und y aus der folgenden Tabelle zu entnehmen:

$\frac{Q}{Q_0}$ =	0·2	0·3	0·4	0·5	0·6	0·7	0·8
x =	0·658	0·552	0·457	0·370	0·289	0·212	0·138
y =	0·150	0·165	0·166	0·155	0·137	0·111	0·079

G.

Grundwehr gemacht werden. Ist Q gleich $0{\cdot}57\ b\ h\ \sqrt{2\ g\ h}$, so muss die Krone des Wehres bis an den ungestauten Spiegel des Flusses reichen.

147.

Höhe eines vollkommenen Ueberfallwehres.

Es sei:

h die Höhe der Stauung, d. h. die Höhe des aufgestauten über dem ursprünglichen Wasserspiegel des Flusses,

x die Tiefe der Wehrkrone unter dem gestauten Wasserspiegel,

b die Breite des Wehres,

Q die Wassermenge in Kubikmetern, welche in 1" über das Wehr abfliessen soll;

dann ist, wenn die Wehrkrone abgerundet wird,

$$x = \left(\frac{Q}{0{\cdot}57\ b\ \sqrt{2\,g}}\right)^{\frac{2}{3}}$$

148.

Höhe eines Grundwehres.

Es sei h, b, Q wie in Nr. 147, x die Tiefe der Wehrkrone unter dem ursprünglichen Wasserspiegel, so ist *)

$$x = \frac{Q}{0{\cdot}62\ b\ \sqrt{2\,g\,h}} - 0{\cdot}92\,h$$

*) Wenn man auf die nach der Anmerkung zu Nr. 145 zu berechnende Erniedrigung e des Unterwasserspiegels und ferner, was besonders bei einem Grundwehr u. U. nöthig sein kann, auf die mittlere Geschwindigkeit u Rücksicht nimmt, mit welcher das aufgestaute Wasser dem Wehr zufliesst, so ist mit $\frac{u^2}{2\,g} = i$

a) die Höhe x der Wehrkrone eines vollkommenen Ueberfallwehres über dem ursprünglichen Wasserspiegel des Flusses:

$$x = h - \left(\frac{Q}{k\,b\,\sqrt{2\,g}} + i^{\frac{3}{2}}\right)^{\frac{2}{3}} + i$$

vorausgesetzt, dass dieses $x > -e$ ist, widrigenfalls das Wehr ein Grundwehr wäre.

b) Für das Grundwehr ist die Tiefe x der Wehrkrone unter dem ursprünglichen Wasserspiegel:

$$x = \frac{Q}{k_1\,b\,\sqrt{2\,g\,(h+e+i)}} - \frac{k}{k_1}\,\frac{(h+e+i)^{\frac{3}{2}} - i^{\frac{3}{2}}}{\sqrt{h+e+i}} + e$$

149.

Berechnung der Stauweite.

Stauweite wird die Entfernung genannt, auf welche sich die stauende Wirkung eines Wehres stromaufwärts erstreckt. Nennt man: h die Stauhöhe, α den Neigungswinkel der Wasserfläche vor dem Einbau gegen den Horizont, so ist die Stauweite ungefähr gleich

$$h \operatorname{Cotg} \alpha \text{ *)}.$$

Fabrik-Kanäle.

150.

Umstände, welche für die Anlage eines Fabrik-Kanals sprechen.

Ein Kanal soll angelegt werden: 1) wenn es die Lokalverhält-

---

vorausgesetzt, dass dieses $x > e$ ist, widrigenfalls das Wehr ein vollkommenes Ueberfallwehr würde.

Q, b und h haben hierbei die in Nr. 147 angegebene Bedeutung.

Nach Weisbach ist bei Wehren ohne Seitencontraktion und mit abgerundeter Krone zu setzen:

$$k = 0{\cdot}53\,;\; k_1 = 0{\cdot}8\,;\; \frac{k}{k_1} = \frac{2}{3}.$$

G.

*) Streng genommen geht die Oberfläche des aufgestauten Wasserspiegels asymptotisch in die ursprüngliche Wasserfläche über, und es kann sich deshalb bei einer genaueren Berechnung der Stauweite nur um die Frage handeln:

Wie gross ist die Entfernung x vom Wehr stromaufwärts bis zu der Stelle, wo die Stauhöhe, welche dicht neben dem Wehr $= h$ ist, nur noch den kleineren Werth y hat?

Es sei:

a die mittlere Tiefe des Flusses vor Anlage des Wehrs,

α der Neigungswinkel der ursprünglichen Wasseroberfläche gegen den Horizont,

Ω, S, u wie in Nr. 156 für den ursprünglichen Zustand des Flusses,

$$k^2 = \frac{S}{\Omega}\,\frac{u^2}{\alpha},\quad z = \frac{a+y}{a},\quad z_1 = \frac{a+h}{a}.$$

$$f(z) = \frac{1}{6}\log\operatorname{nat}\frac{z^2+z+1}{(z-1)^2} - \frac{1}{\sqrt{3}}\operatorname{arccotg}\frac{2z+1}{\sqrt{3}}$$

$f(z_1) =$ dem entsprechenden Ausdruck, wenn darin z_1 statt z gesetzt wird, so ist näherungsweise, und zwar um so genauer, je weniger veränderlich die Flussbreite in der Längenstrecke x, je grösser diese Breite im Vergleich mit der Tiefe ist, und je steiler die Flussufer sind:

$$x = \frac{a}{\alpha}\left\{z_1 - z + \left(1 - \frac{\alpha k^2}{g}\right)[f(z) - f(z_1)]\right\}$$

nisse nicht erlauben, den Wasserbau in dem Fluss aufzuführen;

Die Werthe von f (z) sind — nach Bresse, Mécanique appliquée — aus der folgenden Tabelle zu entnehmen.

$\frac{1}{z}$	f (z)	$\frac{1}{z}$	f (z)	$\frac{1}{z}$	f (z)	$\frac{1}{z}$	f (z)
1·000	∞	0·952	0·8931	0·835	0·4831	0·58	0·1832
0·999	2·1834	0·950	0·8795	0·830	0·4733	0·57	0·1761
0·998	1·9523	0·948	0·8665	0·825	0·4637	0·56	0·1692
0·997	1·8172	0·946	0·8539	0·820	0·4544	0·55	0·1625
0·996	1·7213	0·944	0·8418	0·815	0·4454	0·54	0·1560
0·995	1·6469	0·942	0·8301	0·810	0·4367	0·53	0·1497
0·994	1·5861	0·940	0·8188	0·805	0·4281	0·52	0·1435
0·993	1·5348	0·938	0·8079	0·800	0·4198	0·51	0·1376
0·992	1·4902	0·936	0·7973	0·795	0·4117	0·50	0·1318
0·991	1·4510	0·934	0·7871	0·790	0·4039	0·49	0·1262
0·990	1·4159	0·932	0·7772	0·785	0·3962	0·48	0·1207
0·989	1·3841	0·930	0·7675	0·780	0·3886	0·47	0·1154
0·988	1·3551	0·928	0·7581	0·775	0·3813	0·46	0·1102
0·987	1·3284	0·926	0·7490	0·770	0·3741	0·45	0·1052
0·986	1·3037	0·924	0·7401	0·765	0·3671	0·44	0·1003
0·985	1·2807	0·922	0·7315	0·760	0·3603	0·43	0·0955
0·984	1·2592	0·920	0·7231	0·755	0·3536	0·42	0·0909
0·983	1·2390	0·918	0·7149	0·750	0·3470	0·41	0·0865
0·982	1·2199	0·916	0·7069	0·745	0·3406	0·40	0·0821
0·981	1·2019	0·914	0·6990	0·740	0·3343	0·39	0·0779
0·980	1·1848	0·912	0·6914	0·735	0·3282	0·38	0·0738
0·979	1·1686	0·910	0·6839	0·730	0·3221	0·37	0·0699
0·978	1·1531	0·908	0·6766	0·725	0·3162	0·36	0·0660
0·977	1·1383	0·906	0·6695	0·720	0·3104	0·35	0·0623
0·976	1·1241	0·904	0·6625	0·715	0·3047	0·34	0·0587
0·975	1·1105	0·902	0·6556	0·710	0·2991	0·33	0·0553
0·974	1·0974	0·900	0·6489	0·705	0·2937	0·32	0·0519
0·973	1·0848	0·895	0·6327	0·70	0·2883	0·31	0·0486
0·972	1·0727	0·890	0·6173	0·69	0·2778	0·30	0·0455
0·971	1·0610	0·885	0·6025	0·68	0·2677	0·29	0·0425
0·970	1·0497	0·880	0·5884	0·67	0·2580	0·28	0·0395
0·968	1·0282	0·875	0·5749	0·66	0·2486	0·27	0·0367
0·966	1·0080	0·870	0·5619	0·65	0·2395	0·26	0·0340
0·964	0·9890	0·865	0·5494	0·64	0·2306	0·25	0·0314
0.962	0·9709	0·860	0·5374	0·63	0·2221	0·24	0·0290
0·960	0·9539	0·855	0·5258	0·62	0·2138	0·23	0·0266
0·958	0·9376	0·850	0·5146	0·61	0·2058	0·22	0·0243
0·956	0·9221	0·845	0·5037	0·60	0·1980	0·21	0·0221
0·954	0·9073	0·840	0·4932	0·59	0·1905	0·20	0·0201

G.

2) wenn die zu betreibenden Maschinen gegen die Einwirkung der Hochwasser geschützt werden sollen; 3) wenn das zu treibende Werk wegen bestehender Eigenthums- oder Lokalverhältnisse an einem gewissen Ort in der Nähe des Flusses erbaut werden muss, nach welchem Ort ein Kanal geführt werden kann; 4) wenn ein bedeutendes Gefälle, welches ein Bach oder Fluss auf einer langen Strecke seines Laufes darbietet, zum Betrieb eines Werkes benutzt werden soll.

151.

Die gleichzeitige Anwendung eines Wehres und eines Kanals

ist 1) nothwendig, wenn überhaupt die Umstände sowohl auf die Erbauung eines Wehres als auch auf jene eines Kanals entschieden hinweisen; 2) wünschenswerth, wenn ein Kanal erbaut werden muss, damit das Wasser leichter und regelmässiger in den Kanal geleitet werden kann; 3) unnöthig, wenn der Zweck auch ohne Kanal erreicht werden kann, und wenn das Werk in den Fluss hineingebaut werden muss.

152.

Führung der Kanäle.

Die Ein- und Ausmündungspunkte werden vorzugsweise durch das Gefälle bestimmt, welches hervorgebracht werden soll. — Die Verbindungslinie dieser Punkte richtet sich nach Lokal- und Eigenthumsverhältnissen; so weit es diese erlauben, soll der Kanal gerade geführt werden. — Im Flachlande ist die zweckmässigste Baustelle meistens in der Nähe des Einmündungspunktes, so dass der Zuflusskanal (Obergraben) kurz und der Abflusskanal (Untergraben) lang ausfällt. Die Gründe, welche für eine solche Anlage sprechen, sind folgende: 1) kann die Einlassschleuse leicht und schnell bedient werden; 2) im Obergraben bildet sich im Winter gewöhnlich Grundeis, welches weggeschafft werden muss; im Untergraben dagegen entsteht, wegen des in denselben eindringenden wärmeren Horizontalwassers, nicht leicht Grundeis, und wenn es sich auch bildet, so kann es doch nicht leicht den Gang der Maschinen stören; 3) Veränderungen des Wasserstandes im Flusse verursachen, wenn der Untergraben lang ist, nur eine geringe Stauung am Anfange des letzteren; 4) die wasserdichte Herstellung der Kanaldämme des Obergrabens ist gewöhnlich mit vielen Schwierigkeiten und Kosten verbunden, und im Winter werden diese Dämme häufig durch Einfrieren zerrissen, die Böschungen des Untergrabens dagegen brauchen nicht wasserdicht zu sein, und das wärmere

Horizontalwasser schützt auch gegen das Einfrieren; 5) in der Regel fällt das Terrain nach der Richtung des Kanalzuges, und dann ist eine Anlage mit kurzem Oberkanal am billigsten. In Gebirgsthälern ist dagegen in der Regel eine Kanalanlage mit langem Obergraben zweckmässig, weil man da das Wasser an den Bergabhängen leicht fortleiten kann.

153.

Geschwindigkeit des Wassers im Kanal.

Nennt man:

U die grösste Geschwindigkeit des Wassers in der Mitte des Kanals und etwas unter der Oberfläche des Wassers,

w die Geschwindigkeit des Wassers am Grundbett,

u die mittlere Geschwindigkeit,

so hat man:

a) wenn U bekannt ist und u so wie auch w gesucht wird*):

$$u = \frac{U\,(U + 2{\cdot}37)}{U + 3{\cdot}15}$$

$$w = 2\,u - U$$

*) Diese beiden Formeln für u und w, deren zweite von Dubuat und deren erste von Prony auf Grund von Versuchen Dubuat's aufgestellt wurde, sind bei späteren Beobachtungen in Betreff der Bewegung des Wassers in Flüssen und Kanälen nicht genügend bestätigt gefunden worden. Das Gesetz, nach welchem sich die Geschwindigkeit von einem zum anderen Punkt des Querschnitts ändert und wodurch namentlich auch die Beziehung zwischen u und U bedingt wird, muss um so deutlicher hervortreten, je grösser der Wasserquerschnitt Ω des Flusses oder Kanals ist, an dem die Geschwindigkeitsmessungen angestellt werden, und es verdienen deshalb Beachtung in dieser Beziehung besonders die Resultate der ausgedehnten Messungen, welche in den Jahren 1850—1860 am Mississippi auf Beschluss des Congresses der Vereinigten Staaten von Nordamerika unter der Leitung von Humphreys und Abbot ausgeführt wurden. Hiernach erhält man, wenn man in den verschiedenen Punkten einer Lothrechten die zugehörigen Wassergeschwindigkeiten als horizontale Ordinaten im betreffenden Längenschnitt aufträgt, eine Parabel mit horizontaler Axe als geometrischen Ort der Endpunkte dieser Ordinaten. Die Höhenlage der Parabelaxe in Beziehung auf den Wasserspiegel, d. h. der Ort der Maximalgeschwindigkeit der betreffenden Lothrechten, ist dabei sehr schwankend und besonders von der Richtung und Stärke des Windes abhängig; nur die Geschwindigkeit v im Mittelpunkt der Lothrechten ist hiervon unabhängig, und es ist deshalb auch diese Geschwindigkeit v in halber Wassertiefe die einzige, zu welcher die mittlere Geschwindigkeit der Lothrechten in einer von der Höhenlage der Parabelaxe unabhängigen Beziehung steht. Demgemäss kann dann auch die mittlere Geschwindigkeit u des ganzen Querschnitts nur aus solchen Geschwindigkeiten v zuverlässig abgeleitet werden, welche in den halben Tiefen möglichst vieler Lothrechten des Quer-

b) wenn u bekannt und U so wie auch w gesucht wird:

$$U = -\frac{1}{2}(2{\cdot}37 - u) + \sqrt{\frac{1}{4}(2{\cdot}37 - u)^2 + 3{\cdot}15\,u}$$

$$w = 2\,u - U$$

c) wenn w bekannt und U so wie u gesucht wird:

$$U = -\frac{1}{2}(1{\cdot}59 - w) + \sqrt{\frac{1}{4}(1{\cdot}59 - w)^2 + 3{\cdot}15\,w}$$

$$u = \frac{w + U}{2}$$

---

schnitts gemessen wurden, und zwar nach Humphreys und Abbot auf folgende Weise.

Es sei für den Meter als Längeneinheit:

B die Breite an der Oberfläche,

$\Delta\,\Omega$ einer der Flächentheile, in welche der Wasserquerschnitt durch Lothrechte getheilt wird,

v die Geschwindigkeit im Mittelpunkt der mittleren Lothrechten eines solchen Flächenstücks,

$$k = \frac{0{\cdot}284}{\sqrt{\frac{\Omega}{B} + 0{\cdot}46}}; \quad u_1 = \frac{\Sigma\,(v\,\Delta\,\Omega)}{\Omega}$$

wobei das Summenzeichen sich über alle Flächentheile von Ω erstreckt, so ist:

$$u = \left(\sqrt{u_1 + \frac{k}{576}} - \sqrt{\frac{k}{576}}\right)^2$$

Die Geschwindigkeiten v können durch Doppelschwimmer bestimmt werden, von denen man den oberen an der Oberfläche des Wassers, den unteren, viel grösseren, durch Schnur oder Draht mit jenem verbunden, in der halben Tiefe schwimmen lässt. G.

Die folgende Tabelle gibt die zusammengehörigen Werthe von U und u.

Geschwindigkeit		Geschwindigkeit		Geschwindigkeit		Geschwindigkeit	
an der Oberfläche.	mittlere.	an der Oberfläche.	mittlere.	an der Oberfläche.	mittlere.	an der Oberfläche.	mittlere.
Meter.	Meter.	Meter.	Meter.	Meter.	Meter.	Meter.	Meter.
0·00	0·00000	0·40	0·31206	0·80	0·64190	1·20	0·98464
0·01	0·00754	0·41	0·32011	0·81	0·65033	1·21	0·99334
0·02	0·01508	0·42	0·32817	0·82	0·65877	1·22	1·00205
0·03	0·02264	0·43	0·33625	0·83	0·66721	1·23	1·01077
0·04	0·03022	0·44	0·34434	0·84	0·67566	1·24	1·01949
0·05	0·03781	0·45	0·35243	0·85	0·68412	1·25	1·02822
0·06	0·04542	0·46	0·36054	0·86	0·69258	1·26	1·03695
0·07	0·05304	0·47	0·36866	0·87	0·70106	1·27	1·04569
0·08	0·06068	0·48	0·37679	0·88	0·70954	1·28	1·05443
0·09	0·06833	0·49	0·38493	0·89	0·71803	1·29	1·06318
0·10	0·07599	0·50	0·39308	0·90	0·72653	1·30	1·07193
0·11	0·08367	0·51	0·40123	0·91	0·73503	1·31	1·08069
0·12	0·09137	0·52	0·40940	0·92	0·74354	1·32	1·08946
0·13	0·09907	0·53	0·41758	0·93	0·75206	1·33	1·09823
0·14	0·10679	0·54	0·42577	0·94	0·76058	1·34	1·10701
0·15	0·11453	0·55	0·43397	0·95	0·76912	1·35	1·11579
0·16	0·12228	0·56	0·44218	0·96	0·77766	1·36	1·12458
0·17	0·13004	0·57	0·45040	0·97	0·78621	1·37	1·13337
0·18	0·13782	0·58	0·45863	0·98	0·79476	1·38	1·14217
0·19	0·14560	0·59	0·46686	0·99	0·80332	1·39	1·15097
0·20	0·15341	0·60	0·47511	1·00	0·81189	1·40	1·15978
0·21	0·16122	0·61	0·48336	1·01	0·82047	1·41	1·16859
0·22	0·16905	0·62	0·49163	1·02	0·82905	1·42	1·17742
0·23	0·17689	0·63	0·49990	1·03	0·83764	1·43	1·18624
0·24	0·18475	0·64	0·50819	1·04	0·84623	1·44	1·19507
0·25	0·19261	0·65	0·51648	1·05	0·85484	1·45	1·20391
0·26	0·20049	0·66	0·52478	1·06	0·86345	1·46	1·21274
0·27	0·20838	0·67	0·53309	1·07	0·87206	1·47	1·22159
0·28	0·21629	0·68	0·54141	1·08	0·88068	1·48	1·23044
0·29	0·22420	0·69	0·54974	1·09	0·88931	1·49	1·23930
0·30	0·23213	0·70	0·55807	1·10	0·89795	1·50	1·24816
0·31	0·24007	0·71	0·56642	1·11	0·90659	1·51	1·25702
0·32	0·24802	0·72	0·57477	1·12	0·91523	1·52	1·26589
0·33	0·25599	0·73	0·58314	1·13	0·92389	1·53	1·27477
0·34	0·26396	0·74	0·59151	1·14	0·93255	1·54	1·28364
0·35	0·27195	0·75	0·59988	1·15	0·94122	1·55	1·29253
0·36	0·27995	0·76	0·60827	1·16	0·94989	1·56	1·30142
0·37	0·28796	0·77	0·61667	1·17	0·95857	1·57	1·31031
0·38	0·29598	0·78	0·62507	1·18	0·96726	1·58	1·31921
0·39	0·30401	0·79	0·63348	1·19	0·97595	1·59	1·32811

Geschwindigkeit		Geschwindigkeit		Geschwindigkeit		Geschwindigkeit	
an der Oberfläche.	mittlere.	an der Oberfläche.	mittlere.	an der Oberfläche.	mittlere.	an der Oberfläche.	mittlere.
Meter.	Meter.	Meter.	Meter.	Meter.	Meter.	Meter.	Meter.
1·60	1·33701	1·96	1·66053	2·31	1·97966	2·66	2·30251
1·61	1·34593	1·97	1·66959	2·32	1·98884	2·67	2·31179
1·62	1·35485	1·98	1·67865	2·33	1·99802	2·68	2·32106
1·63	1·36377	1·99	1·68772	2·34	2·00720	2·69	2·33034
1·64	1·37269	2·00	1·69679	2·35	2·01639	2·70	2·33962
1·65	1·38162	2·01	1·70586	2·36	2·02557	2·71	2·34890
1·66	1·39056	2·02	1·71494	2·37	2·03476	2·72	2·35818
1·67	1·39950	2·03	1·72402	2·38	2·04396	2·73	2·36747
1·68	1·40844	2·04	1·73310	2·39	2·05315	2·74	2·37676
1·69	1·41739	2·05	1·74219	2·40	2·06235	2·75	2·38605
1·70	1·42634	2·06	1·75129	2·41	2·07156	2·76	2·39535
1·71	1·43529	2·07	1·76038	2·42	2·08076	2·77	2·40464
1·72	1·44425	2·08	1·76948	2·43	2·08997	2·78	2·41394
1·73	1·45322	2·09	1·77858	2·44	2·09918	2·79	2·42324
1·74	1 46219	2·10	1·78769	2·45	2·10840	2·80	2·43255
1·75	1·47116	2·11	1·79680	2·46	2·11761	2·81	2·44185
1·76	1·48014	2·12	1·80591	2·47	2·12683	2·82	2·45116
1·77	1·48912	2·13	1·81503	2·48	2·13606	2·83	2·46047
1·78	1·49811	2·14	1·82415	2·49	2·14528	2·84	2·46979
1·79	1·50710	2·15	1·83327	2·50	2·15451	2·85	2·47910
1·80	1·51609	2·16	1·84239	2·51	2·16374	2·86	2·48842
1·81	1·52509	2·17	1·85152	2·52	2·17297	2·87	2·49774
1·82	1·53409	2·18	1·86065	2·53	2·18221	2·88	2·50706
1·83	1·54310	2·19	1·86979	2·54	2·19145	2·89	2·51639
1·84	1·55211	2·20	1·87893	2·55	2·20069	2·90	2·52571
1·85	1·56112	2·21	1·88807	2·56	2·20993	2·91	2·53504
1·86	1·57014	2·22	1·89722	2·57	2·21918	2·92	2·54437
1·87	1·57916	2·23	1·90636	2·58	2·22843	2·93	2·55370
1·88	1·58819	2·24	1·91551	2·59	2·23768	2·94	2·56304
1·89	1·59722	2·25	1·92467	2·60	2·24693	2·95	2·57238
1·90	1·60625	2·26	1·93383	2·61	2·25619	2·96	2·58172
1·91	1·61529	2·27	1·94299	2·62	2·26545	2·97	2·59106
1·92	1·62433	2·28	1·95215	2·63	2·27471	2·98	2·60040
1·93	1·63337	2·29	1·96132	2·64	2·28398	2·99	2·60975
1·94	1·64242	2·30	1·97049	2·65	2·29324	3·00	2·61910
1·95	1·65147						

154.

Grösste Geschwindigkeit des Wassers am Grundbett.

Damit das fliessende Wasser das Grundbett nicht aufwühlt, darf die Geschwindigkeit am Grundbett folgende Werthe nicht überschreiten:

Aufgelöste Erde	0·076^m
Fetter Thon	0·152^m
Sand	0·305^m
Kies	0·609^m
Abgerundete Kiesel	0·914^m
Eckige Kiesel	1·22^m
Conglomerat	1·52^m
Geschichtete Felsen	1·83^m
Ungeschichtete Felsen	3·05^m

155.

Querprofil des Kanals.

Nennt man:
Ω den Querschnitt des Wasserkörpers im Kanal,
Q die Wassermenge in Kubikmetern, welche in 1″ durch den Kanal abfliesst,
u die mittlere Geschwindigkeit des Wassers im Kanal,
b die Breite des Grundbettes,
t die Tiefe des Wassers im Kanal,
n den Böschungswinkel der Seitendämme,
so hat man zur Bestimmung des Querprofils folgende Formeln:

$$\Omega = \frac{Q}{u}$$

$$\frac{b}{t} = 2{\cdot}7 + 0{\cdot}9\Omega$$

$$t = \sqrt{\left(\frac{\Omega}{\frac{b}{t} + \operatorname{Cotg} n}\right)}$$

$$b = \left(\frac{b}{t}\right) t$$

156.

Längenprofil des Kanals.

Nennt man:
L die Länge des Kanals,
G das totale Gefälle des Kanals,

Ω, u, b, t, n wie in Nr. 155,

$S = b + \frac{2t}{\sin n}$ den benetzten Theil des Umfanges,

so hat man zur Bestimmung von G die Formel:

$$\frac{G}{L} = \frac{S}{\Omega} (0{\cdot}0000444\, u + 0{\cdot}000309\, u^2)$$

Die folgende Tabelle enthält die Werthe von $\alpha\, u + \beta\, u^2 = 0{\cdot}0000444\, u + 0{\cdot}000309\, u^2$ für verschiedene Werthe von u*).

*) Die Feststellung der Beziehung, welche bei dem in einer offenen Leitung fliessenden Wasser zwischen der mittleren Geschwindigkeit u, dem relativen Gefälle $= \frac{G}{L}$ und den Dimensionen des Querschnitts stattfindet, ist ein Problem, dessen selbst rein empirische Lösung noch Manches zu wünschen übrig lässt. Im Anschluss an die oben mitgetheilte Prony'sche Formel mögen auch die wichtigsten Resultate späterer hydraulischer Messungen in fraglicher Beziehung hier Platz finden.

Setzt man mit Prony

$$\frac{\Omega}{S}\,\frac{G}{L} = \alpha\, u + \beta\, u^2$$

so ist für Metermass

nach Eytelwein: $\alpha = 0{\cdot}000024$; $\beta = 0{\cdot}000366$

nach Lahmeyer: $\alpha = 0{\cdot}000022$; $\beta = 0{\cdot}000378$

also im Mittel nach Prony, Eytelwein und Lahmeyer:

$$\alpha = 0{\cdot}000030;\quad \beta = 0{\cdot}000351$$

Eine Beziehung ganz anderer Art hat sich bei den in der Anmerkung zu Nr. 153 erwähnten Untersuchungen am Mississippi ergeben.

Danach ist, wenn B die Breite an der Oberfläche bedeutet und

$$k = \frac{0{\cdot}284}{\sqrt{\frac{\Omega}{B} + 0{\cdot}46}}$$

ist, für Metermass:

$$\left(0{\cdot}93\, u + \frac{1}{6}\sqrt{k\, u}\right)^2 = 59{\cdot}4\, \frac{\Omega}{B + S}\sqrt{\frac{G}{L}}$$

Einfacher kann hierfür gesetzt werden:

$$u = m\sqrt{\left(\frac{\Omega}{B+S}\sqrt{\frac{G}{L}}\right)}$$

wobei der Coeffizient m als Funktion der mittleren Tiefe $\frac{\Omega}{B}$ und der mittleren Geschwindigkeit u aus folgender Tabelle zu entnehmen ist:

$\frac{\Omega}{B} =$	0·25	0·5	1	2	4	8	16
u = 0·5	7·25	7·31	7·40	7·50	7·61	7·70	7·80
u = 1·0	7·53	7·59	7·65	7·73	7·80	7·88	7·94
u = 1·5	7·66	7·71	7·76	7·83	7·90	7·95	8·01
u = 2·0	7·75	7·79	7·84	7·90	7·95	8·00	8·05
u = 2·5	7·80	7·84	7·89	7·94	7·99	8·04	8·08

u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$
0·01	0·0000005	0·21	0·0000230	0·41	0·0000702
0·02	0·0000010	0·22	0·0000247	0·42	0·0000732
0·03	0·0000016	0·23	0·0000266	0·43	0·0000763
0·04	0·0000023	0·24	0·0000285	0·44	0·0000794
0·05	0·0000030	0·25	0·0000304	0·45	0·0000826
0·06	0·0000038	0·26	0·0000325	0·46	0·0000859
0·07	0·0000046	0·27	0·0000346	0·47	0·0000892
0·08	0·0000055	0·28	0·0000367	0·48	0·0000926
0·09	0·0000065	0·29	0·0000389	0·49	0·0000960
0·10	0·0000075	0·30	0·0000412	0·50	0·0000996
0·11	0·0000086	0·31	0·0000435	0·51	0·0001031
0·12	0·0000098	0·32	0·0000459	0·52	0·0001068
0·13	0·0000110	0·33	0·0000484	0·53	0·0001104
0·14	0·0000123	0·34	0·0000509	0·54	0·0001142
0·15	0·0000136	0·35	0·0000534	0·55	0·0001180
0·16	0·0000150	0·36	0·0000561	0·56	0·0001219
0·17	0·0000165	0·37	0·0000588	0·57	0·0001258
0·18	0·0000180	0·38	0·0000616	0·58	0·0001298
0·19	0·0000196	0·39	0·0000644	0·59	0·0001339
0·20	0·0000213	0·40	0·0000673	0·60	0·0001380

Umfangreiche Versuche, welche in den Jahren 1856—1864 im Auftrage der französischen Regierung über die Bewegung des Wassers in künstlichen Kanälen unter der Leitung Anfangs von Darcy, später von Bazin angestellt wurden, liessen besonders einen erheblichen Einfluss erkennen, den die Beschaffenheit der Kanalwände auf die in Rede stehende Beziehung ausübt. Die mittlere Geschwindigkeit u wurde ausdrückbar gefunden durch die Formel:

$$u = \sqrt{\frac{\frac{\Omega}{S}\,\frac{G}{L}}{\alpha + \beta\,\frac{S}{\Omega}}}$$

unter α und β Coeffizienten verstanden, welche angegeben werden wie folgt:

1) Sehr gut verbundene Wände von glattem Cement ohne Sand, oder von gehobeltem Holz mit Sorgfalt gefugt . . . . . . $\alpha = 0{\cdot}00015$; $\beta = 0{\cdot}0000045$

2) Verbundene Wände von Cement mit Sand, von behauenem Stein, von Ziegeln, von Brettern . . . . $\alpha = 0{\cdot}00019$; $\beta = 0{\cdot}0000124$

3) Wenig verbundene Wände, Mauerwerk aus Bruchstein . . . . $\alpha = 0{\cdot}00024$; $\beta = 0{\cdot}00006$

4) Wände aus Erde . . . . $\alpha = 0{\cdot}00028$; $\beta = 0{\cdot}00035$

Bis auf Weiteres verdienen bei der Anwendung auf natürliche, besonders grössere Flüsse die Resultate der am Mississippi unternommenen Messungen, bei der Anwendung auf künstliche Kanäle und Gerinne die Resultate der zuletzt erwähnten französischen Versuche das meiste Vertrauen. G.

u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$
0·61	0·0001422	1·06	0·0003947	1·51	0·0007724
0·62	0·0001465	1·07	0·0004017	1·52	0·0007822
0·63	0·0001508	1·08	0·0004088	1·53	0·0007921
0·64	0·0001551	1·09	0·0004159	1·54	0·0008020
0·65	0·0001596	1·10	0·0004232	1·55	0·0008120
0·66	0·0001641	1·11	0·0004304	1·56	0·0008221
0·67	0·0001686	1·12	0·0004378	1·57	0·0008322
0·68	0·0001733	1·13	0·0004452	1·58	0·0008424
0·69	0·0001779	1·14	0·0004527	1·59	0·0008527
0·70	0·0001827	1·15	0·0004602	1.60	0·0008630
0·71	0·0001875	1·16	0·0004678	1·61	0·0008733
0·72	0·0001924	1·17	0·0004754	1·62	0·0008838
0·73	0·0001973	1·18	0·0004831	1·63	0·0008943
0·74	0·0002023	1·19	0·0004909	1·64	0·0009048
0·75	0·0002073	1·20	0·0004988	1·65	0·0009155
0·76	0·0002124	1·21	0·0005067	1·66	0·0009261
0·77	0·0002176	1·22	0·0005146	1·67	0·0009369
0·78	0·0002229	1·23	0·0005226	1·68	0·0009477
0·79	0·0002282	1·24	0·0005307	1·69	0·0009586
0·80	0·0002335	1·25	0·0005389	1·70	0·0009695
0·81	0·0002389	1·26	0·0005471	1·71	0·0009805
0·82	0·0002444	1·27	0·0005553	1·72	0·0009915
0·83	0·0002500	1·28	0·0005637	1·73	0·0010026
0·84	0·0002556	1·29	0·0005721	1·74	0·0010138
0·85	0·0002613	1·30	0·0005805	1·75	0·0010251
0·86	0·0002670	1·31	0·0005890	1·76	0·0010364
0·87	0·0002728	1·32	0·0005976	1·77	0·0010477
0·88	0·0002786	1·33	0·0006063	1·78	0·0010592
0·89	0·0002846	1·34	0·0006150	1·79	0·0010706
0·90	0·0002906	1·35	0·0006237	1·80	0·0010822
0·91	0·0002966	1·36	0·0006326	1·81	0·0010938
0·92	0·0003027	1·37	0·0006414	1·82	0·0011055
0·93	0·0003089	1·38	0·0006504	1·83	0·0011172
0·94	0·0003151	1·39	0·0006594	1·84	0·0011290
0·95	0·0003214	1·40	0·0006685	1·85	0·0011409
0·96	0·0003277	1·41	0·0006776	1·86	0·0011528
0·97	0·0003342	1·42	0·0006868	1·87	0·0011648
0·98	0·0003406	1·43	0·0006961	1·88	0·0011768
0·99	0·0003472	1·44	0·0007054	1·89	0·0011889
1·00	0·0003538	1·45	0·0007148	1·90	0·0012011
1·01	0·0003604	1·46	0·0007242	1·91	0·0012133
1·02	0·0003672	1·47	0·0007337	1·92	0·0012256
1·03	0·0003739	1·48	0·0007433	1·93	0·0012380
1·04	0·0003808	1·49	0·0007529	1·94	0·0012504
1·05	0·0003877	1·50	0·0007626	1·95	0·0012628

u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$
1·96	0·0012754	2·31	0·0017532	2·66	0·0023068
1·97	0·0012880	2·32	0·0017680	2·67	0·0023238
1·98	0·0013006	2·33	0·0017828	2·68	0·0023407
1·99	0·0013134	2·34	0·0017977	2·69	0·0023578
2·00	0·0013262	2·35	0·0018126	2·70	0·0023749
2·01	0·0013390	2·36	0·0018277	2·71	0·0023921
2·02	0·0013519	2·37	0·0018427	2·72	0·0024093
2·03	0·0013649	2·38	0·0018579	2·73	0·0024266
2·04	0·0013779	2·39	0·0018731	2·74	0·0024440
2·05	0·0013910	2·40	0·0018883	2·75	0·0024614
2·06	0·0014042	2·41	0·0019037	2·76	0·0024789
2·07	0·0014174	2·42	0·0019190	2·77	0·0024965
2·08	0·0014307	2·43	0·0019345	2·78	0·0025141
2·09	0·0014440	2·44	0·0019500	2·79	0·0025318
2·10	0·0014574	2·45	0·0019656	2·80	0·0025495
2·11	0·0014709	2·46	0·0019812	2·81	0·0025673
2·12	0·0014844	2·47	0·0019969	2·82	0·0025851
2·13	0·0014980	2·48	0·0020126	2·83	0·0026031
2·14	0·0015117	2·49	0·0020285	2·84	0·0026210
2·15	0·0015254	2·50	0·0020443	2·85	0·0026391
2·16	0·0015392	2·51	0·0020603	2·86	0·0026572
2·17	0·0015530	2·52	0·0020763	2·87	0·0026754
2·18	0·0015669	2·53	0·0020924	2·88	0·0026936
2·19	0·0015809	2·54	0·0021085	2·89	0·0027119
2·20	0·0015949	2·55	0·0021247	2·90	0·0027302
2·21	0·0016090	2·56	0·0021409	2·91	0·0027487
2·22	0·0016231	2·57	0·0021572	2·92	0·0027671
2·23	0·0016373	2·58	0·0021736	2·93	0·0027857
2·24	0·0016516	2·59	0·0021900	2·94	0·0028043
2·25	0·0016659	2·60	0·0022065	2·95	0·0028229
2·26	0·0016803	2·61	0·0022231	2·96	0·0028417
2·27	0·0016948	2·62	0·0022397	2·97	0·0028605
2·28	0·0017093	2·63	0·0022564	2·98	0·0028793
2·39	0·0017239	2·64	0·0022731	2·99	0·0028982
2·30	0·0017385	2·65	0·0022900	3·00	0·0029172

Leitung des Wassers in Röhren.

157.

Gefällverlust durch Reibung des Wassers an den Röhrenwänden.

Nennt man:

Ω den Querschnitt der Röhre
C den Umfang der Röhre
L die Länge der Röhre
D den Durchmesser der runden Röhre
u die Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre
} in Metern,

$\alpha = 0{\cdot}00001733$
$\beta = 0{\cdot}0003483$
} zwei Coeffizienten zur Berechnung der Reibung,

z die Höhe der Wassersäule, deren Gewicht im Stande ist, den Reibungswiderstand des Wassers an der Röhrenwand zu überwinden, so ist:

a) für Röhren von irgend einer Querschnittsform:

$$z = L\,\frac{C}{\Omega}\,(\alpha u + \beta u^2)$$

b) für runde Röhren *):

$$z = \frac{4L}{D}\,(\alpha u + \beta u^2)$$

---

*) Diese Formel mit den angeführten Werthen von α und β ist von Prony aus den Versuchen älterer Hydrauliker abgeleitet worden, wobei die Geschwindigkeit u höchstens 2 Mtr. per 1″ betrug. Setzt man die Widerstandshöhe

$$z = \lambda\,\frac{L}{D}\,\frac{u^2}{2g}$$

so fand Weisbach unter Hinzuziehung eigener, mit viel grösseren Geschwindigkeiten angestellter Versuche, dass denselben besser durch den Ausdruck

$$\lambda = 0{\cdot}0144 + \frac{0{\cdot}00947}{\sqrt{u}}$$

entsprochen wird.

Umfassende Versuche von Darcy ergaben diesen Coeffizienten λ als Funktion von u und von D und liessen zugleich einen wesentlichen Einfluss des Materials und der Oberflächenbeschaffenheit der Röhre erkennen. Gauchler folgerte aus diesen Versuchen die Gleichung:

$$\sqrt{u} + \frac{D}{4}\,\sqrt[4]{u} = \alpha\,\sqrt[3]{D}\,\sqrt[4]{\frac{z}{L}}$$



Die folgende Tabelle gibt für verschiedene Werthe von u die entsprechenden Werthe von $\alpha u + \beta u^2$.

---

woraus sich ergibt:

$$\lambda = \frac{2g}{\alpha^4} \frac{\left(1 + \frac{D}{4\sqrt[4]{u}}\right)^4}{\sqrt[3]{D}}$$

Dabei soll sein für

neue gusseiserne Röhren	$\alpha = 6·625$
Röhren von Eisenblech	$\alpha = 7·0$
Asphaltröhren	$\alpha = 7·0$
Bleiröhren	$\alpha = 7·0$
gezogene eiserne Röhren	$\alpha = 6·4$

Bei gusseisernen Röhren, welche durch Rost und Niederschläge verunreinigt sind, soll α bis 5·5 abnehmen, also λ auf das

$$\left(\frac{6·625}{5·5}\right)^4 = 2·1\text{fache}$$

des ursprünglichen Werthes wachsen.

Folgende Tabelle enthält die Werthe von λ für $\alpha = 6·625$ und für verschiedene Werthe von D und u:

D =	0·05	0·1	0·2	0·4	0·8
u = 0·5	0·0293	0·0247	0·0219	0·0217	0·0257
u = 1	0·0290	0·0242	0·0212	0·0202	0·0227
u = 2	0·0288	0·0238	0·0205	0·0191	0·0204
u = 4	0·0286	0·0235	0·0200	0·0182	0.0186

Bei gegebenem Werth von u ist λ am kleinsten für

$$D = \frac{4}{11}\sqrt[4]{u}$$

z. B. bei u =	0·5	1	2	4	Mtr.
für D =	0·306	0·364	0·432	0·514	„

Bei Entwürfen ist es rathsam, den aus obiger Tabelle zu entnehmenden Coeffizienten λ gusseiserner Röhren mit Rücksicht auf die Vergrösserung desselben durch Verunreinigungen um wenigstens 50 Procent zu vergrössern.

G.

Tabelle zur Berechnung der Reibung des Wassers an den Röhrenwänden.

u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$
0·01	0·0000002	0·43	0·0000718	0·85	0·0002663
0·02	0·0000005	0·44	0·0000750	0·86	0·0002725
0·03	0·0000008	0·45	0·0000783	0·87	0·0002787
0·04	0·0000013	0·46	0·0000817	0·88	0·0002849
0·05	0·0000017	0·47	0·0000851	0·89	0·0002913
0·06	0·0000023	0·48	0·0000886	0·90	0·0002977
0·07	0·0000029	0·49	0·0000921	0·91	0·0003042
0·08	0·0000036	0·50	0·0000957	0·92	0·0003107
0·09	0·0000044	0·51	0·0000994	0·93	0·0003173
0·10	0·0000052	0·52	0·0001032	0·94	0·0003240
0·11	0·0000061	0·53	0·0001070	0·95	0·0003308
0·12	0·0000071	0·54	0·0001109	0·96	0·0003376
0·13	0·0000081	0·55	0·0001149	0·97	0·0003445
0·14	0·0000093	0·56	0·0001189	0·98	0·0003515
0·15	0·0000104	0·57	0·0001230	0·99	0·0003585
0·16	0·0000117	0·58	0·0001272	1·00	0·0003656
0·17	0·0000130	0·59	0·0001315	1·01	0·0003728
0·18	0·0000144	0·60	0·0001358	1·02	0·0003800
0·19	0·0000159	0·61	0·0001402	1·03	0·0003873
0·20	0·0000174	0·62	0·0001446	1·04	0·0003947
0·21	0·0000190	0·63	0·0001491	1·05	0·0004022
0·22	0·0000207	0·64	0·0001537	1·06	0·0004097
0·23	0·0000224	0·65	0·0001584	1·07	0·0004173
0·24	0·0000242	0·66	0·0001631	1·08	0·0004249
0·25	0·0000261	0·67	0·0001679	1·09	0·0004327
0·26	0·0000280	0·68	0·0001728	1·10	0·0004405
0·27	0·0000301	0·69	0·0001778	1·11	0·0004483
0·28	0·0000322	0·70	0·0001828	1·12	0·0004563
0·29	0·0000343	0·71	0·0001879	1·13	0·0004643
0·30	0·0000365	0·72	0·0001930	1·14	0·0004724
0·31	0·0000388	0·73	0·0001982	1·15	0·0004805
0·32	0·0000412	0·74	0·0002035	1·16	0·0004887
0·33	0·0000436	0·75	0·0002089	1·17	0·0004970
0·34	0·0000462	0·76	0·0002143	1·18	0·0005054
0·35	0·0000487	0·77	0·0002198	1·19	0·0005138
0·36	0·0000514	0·78	0·0002254	1·20	0·0005223
0·37	0·0000541	0·79	0·0002310	1·21	0·0005309
0·38	0·0000569	0·80	0·0002368	1·22	0·0005395
0·39	0·0000597	0·81	0·0002425	1·23	0·0005482
0·40	0·0000627	0·82	0·0002484	1·24	0·0005570
0·41	0·0000656	0·83	0·0002543	1·25	0·0005658
0·42	0·0000687	0·84	0·0002603	1·26	0·0005747

u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$
1·27	0·0005837	1·73	0·0010723	2·19	0·0017082
1·28	0·0005928	1·74	0·0010845	2·20	0·0017237
1·29	0·0006019	1·75	0·0010969	2·21	0·0017392
1·30	0·0006111	1·76	0·0011093	2·22	0·0017548
1·31	0·0006204	1·77	0·0011217	2·23	0·0017705
1·32	0·0006297	1·78	0·0011343	2·24	0·0017862
1·33	0·0006391	1·79	0·0011469	2·25	0·0018021
1·34	0·0006486	1·80	0·0011596	2·26	0·0018179
1·35	0·0006581	1·81	0·0011723	2·27	0·0018339
1·36	0·0006677	1·82	0·0011851	2·28	0·0018499
1·37	0·0006774	1·83	0·0011980	2·29	0·0018660
1·38	0·0006871	1·84	0·0012110	2·30	0·0018822
1·39	0·0006970	1·85	0·0012240	2·31	0·0018984
1·40	0·0007069	1·86	0·0012371	2·32	0·0019147
1·41	0·0007168	1·87	0·0012502	2·33	0·0019310
1·42	0·0007268	1·88	0·0012635	2·34	0·0019475
1·43	0·0007369	1·89	0·0012768	2·35	0·0019640
1·44	0·0007471	1·90	0·0012901	2·36	0·0019806
1·45	0·0007573	1·91	0·0013036	2·37	0·0019972
1·46	0·0007677	1·92	0·0013171	2·38	0·0020139
1·47	0·0007780	1·93	0·0013307	2·39	0·0020307
1·48	0·0007885	1·94	0·0013443	2·40	0·0020476
1·49	0·0007990	1·95	0·0013581	2·41	0·0020645
1·50	0·0008096	1·96	0·0013718	2·42	0·0020815
1·51	0·0008202	1·97	0·0013857	2·43	0·0020985
1·52	0·0008310	1·98	0·0013996	2·44	0·0021157
1·53	0·0008418	1·99	0·0014136	2·45	0·0021329
1·54	0·0008526	2·00	0·0014277	2·46	0·0021502
1·55	0·0008636	2·01	0·0014418	2·47	0·0021675
1·56	0·0008746	2·02	0·0014560	2·48	0·0021849
1·57	0·0008856	2·03	0·0014703	2·49	0·0022024
1·58	0·0008968	2·04	0·0014847	2·50	0·0022199
1·59	0·0009080	2·05	0·0014991	2·51	0·0022376
1·60	0·0009193	2·06	0·0015136	2·52	0·0022553
1·61	0·0009306	2·07	0·0015281	2·53	0·0022730
1·62	0·0009420	2·08	0·0015428	2·54	0·0022908
1·63	0·0009535	2·09	0·0015575	2·55	0·0023087
1·64	0·0009651	2·10	0·0015722	2·56	0·0023267
1·65	0·0009767	2·11	0·0015871	2·57	0·0023448
1·66	0·0009884	2·12	0·0016020	2·58	0·0023629
1·67	0·0010002	2·13	0·0016169	2·59	0·0023810
1·68	0·0010120	2·14	0·0016320	2·60	0·0023993
1·69	0·0010240	2·15	0·0016471	2·61	0·0024176
1·70	0·0010359	2·16	0·0016623	2·62	0·0024360
1·71	0·0010480	2·17	0·0016775	2·63	0·0024545
1·72	0·0010601	2·18	0·0016928	2·64	0·0024730

u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$	u	$\alpha u + \beta u^2$
2·65	0·0024916	2·77	0·0027202	2·89	0·0029588
2·66	0·0025102	2·78	0·0027397	2·90	0·0029791
2·67	0·0025290	2·79	0·0027592	2·91	0·0029995
2·68	0·0025478	2·80	0·0027789	2·92	0·0030200
2·69	0·0025667	2·81	0·0027986	2·93	0·0030405
2·70	0·0025856	2·82	0·0028184	2·94	0·0030612
2·71	0·0026046	2·83	0·0028382	2·95	0·0030819
2·72	0·0026237	2·84	0·0028581	2·96	0·0031026
2·73	0·0026429	2·85	0·0028781	2·97	0·0031234
2·74	0·0026621	2·86	0·0028982	2·98	0·0031443
2·75	0·0026814	2·87	0·0029183	2·99	0·0031653
2·76	0·0027007	2·88	0·0029385	3·00	0·0031863

158.

Gefällverlust durch Krümmungen.

Nennt man:

u die Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre,
r den Radius der Krümmung,
s die Bogenlänge des gekrümmten Theils,
z den Gefällverlust wegen dieser Krümmung,
so ist *):

$$z = \frac{u^2}{2g}\left(0{\cdot}0039 + 0{\cdot}0186\ r\right)\frac{s}{r^2}$$

*) Diese Formel ist von Navier aus Versuchen Dubuat's abgeleitet worden. Setzt man

$$z = \zeta\,\frac{u^2}{2g}$$

so hat Weisbach aus seinen eigenen und aus Dubuat's Versuchen für den Fall, dass der Mittelpunktswinkel der Krümmung 90° beträgt und wenn mit ϱ der Radius der Röhre bezeichnet wird, die Formel abgeleitet:

$$\zeta = 0{\cdot}131 + 1{\cdot}847\left(\frac{\varrho}{r}\right)^{\frac{7}{2}}$$

für $\frac{\varrho}{r} =$	0·1	0·2	0·3	0·4	0·5
wird $\zeta =$	0·131	0·138	0·158	0·206	0·294

Für Kniestücke, wodurch das in einer Röhre fliessende Wasser p l ö t z l i c h um den Winkel $2\,\alpha$ von seiner Bewegungsrichtung abgelenkt wird, fand Weisbach:

$$\zeta = 0{\cdot}9457\ \sin^2\alpha + 2{\cdot}047\ \sin^4\alpha$$

z. B. für $\alpha =$	10°	20°	30°	40°	45°
ist $\zeta =$	0·046	0·139	0·364	0·740	0·984

G.

159.

Gefällverluste durch Verengungen.

Tafel XXXII.

a) Eine Verengung, wie Fig. 16 zeigt, verursacht einen Gefällverlust:

$$z = \frac{u^2}{2g} \left(\frac{\Omega}{\Omega_1 k_1} - 1 \right)^2$$

wobei:

u die Geschwindigkeit im Querschnitt Ω,
Ω den Querschnitt der Röhre,
Ω_1 den Querschnitt der Oeffnung,
k_1 den Contraktions-Coeffizienten bezeichnet.

b) Eine Verengung, wie Fig. 17 zeigt, verursacht einen Gefällverlust:

$$z = \frac{u^2}{2g} \left[\left(\frac{\Omega}{\Omega_1} \right)^2 \left(\frac{1}{k_1} - 1 \right)^2 + \left(\frac{\Omega}{\Omega_1} - \frac{\Omega}{\Omega_2} \right)^2 \right]$$

wobei:

u die Geschwindigkeit im Querschnitt Ω,
Ω den Querschnitt der ersten Röhre,
Ω_1, Ω_2 die Querschnitte der beiden folgenden Röhrenstücke,
k_1 den Contraktions-Coeffizienten für den Uebergang aus Ω in Ω_1 bezeichnen.

c) Eine Röhrenverbindung, wie Fig. 18 zeigt, verursacht einen Gefällverlust:

$$z = \frac{u^2}{2g} \left[\left(1 - \frac{\Omega}{\Omega_1} \right)^2 + \left(\frac{\Omega}{\Omega_2} \right)^2 \left(\frac{1}{k_2} - 1 \right)^2 \right]$$

wobei Ω, Ω_1, Ω_2 die Querschnitte der drei Röhrenstücke,
u die Geschwindigkeit des Wassers im Querschnitt Ω,
k_2 den Contraktions-Coeffizienten für den Uebergang aus Ω_1 in Ω_2 bezeichnen *).

*) Der Coeffizient k_2 ist von dem Querschnittsverhältniss $\frac{\Omega_2}{\Omega_1}$ in derselben Weise abhängig wie der Coeffizient k_1 von dem Querschnittsverhältniss $\frac{\Omega_1}{\Omega}$, und zwar ist nach Versuchen von Weisbach

für $\frac{\Omega_1}{\Omega}$ =	0·1	0·2	0·3	0·4	0·5
k_1 =	0·624	0·632	0·643	0·659	0·681
für $\frac{\Omega_1}{\Omega}$ =	0·6	0·7	0·8	0·9	1·0
k_1 =	0·712	0·755	0·813	0·892	1·000

G.

160.

Ausflussgeschwindigkeit des Wassers aus einer Röhrenleitung.

a) Allgemeines Verfahren.

H das totale Gefälle, d h. die Höhe des Wasserspiegels im oberen Reservoir über dem Mittelpunkt der Ausflussöffnung,

S die Summe der Gefällverluste, welche durch Reibung, durch Krümmungen, durch Verengungen etc. entstehen,

h die Geschwindigkeitshöhe, welche der zu berechnenden Ausflussgeschwindigkeit entspricht.

Dann ist:

$$H = S + h$$

Die Summe S muss in jedem besonderen Falle je nach der Einrichtung der Leitung vermittelst Nr. 157, 158, 159 ausgedrückt werden, und dann kann man aus dieser Gleichung die Ausflussgeschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,h}$, welche der Höhe h entspricht, berechnen.

b) Wenn in der Röhrenleitung weder Krümmungen noch Verengungen vorkommen, oder wenn man den Einfluss derselben vernachlässigt und nur allein den Reibungswiderstand berücksichtiget, so ist für eine durchaus gleich weite, unten ganz offene Röhre:

$$u = -\frac{0{\cdot}02488\,L}{L + 36{\cdot}6\,D} + \sqrt{\left[\frac{717{\cdot}8\,H\,D}{L + 36{\cdot}6\,D} + \left(\frac{0{\cdot}02488\,L}{L + 36{\cdot}6\,D}\right)^2\right]}$$

wobei:

L die Länge der Röhrenleitung,

D den Durchmesser derselben,

H das totale Gefälle,

u die Ausflussgeschwindigkeit

bedeutet und $g = 9{\cdot}809$ gesetzt ist *).

*) Wenn man den Reibungswiderstand nicht nach der Prony'schen Formel in Rechnung stellen will, so hat man zu setzen:

$$u = \sqrt{\frac{2\,g\,H}{1 + \lambda\frac{L}{D}}}$$

worin λ zufolge der Anmerkung zu Nr. 157 eine Funktion von u resp. von D und u ist. Mit einem vorläufig abgeschätzten Werth von λ findet man einen ersten Näherungswerth von u, damit einen corrigirten Werth von λ und mit diesem einen corrigirten Werth von u.

G.

Wenn die Röhre so lang ist, dass 36·6 D gegen L vernachlässigt werden darf, hat man:

$$u = -0{\cdot}02488 + 26{\cdot}79 \sqrt{\frac{H\,D}{L}}$$

Wenn die Geschwindigkeit u grösser als 0·6^m ist, darf man nehmen:

$$u = 26{\cdot}4 \sqrt{\frac{H\,D}{L + 35{\cdot}5\,D}}$$

161.

Gefällhöhe, welche vorhanden sein muss, wenn eine Röhrenleitung von gegebener Länge L und Weite D eine bestimmte Wassermenge Q Kubikmeter per 1'' liefern soll.

Man berechne zuerst u mittelst

$$u = \frac{Q}{\frac{1}{4} D^2 \pi}$$

und dann findet man die Gefällhöhe H aus folgender Gleichung *):

$$H = \frac{u^2}{2g} + \frac{4L}{D}(\alpha u + \beta u^2)$$

wobei $\alpha = 0{\cdot}00001733$, $\beta = 0{\cdot}0003483$.

162.

Durchmesser, welchen eine Röhrenleitung erhalten muss, die mit einem gegebenen Gefälle in jeder Sekunde eine bestimmte Wassermenge Q Kubikmeter liefern soll.

Man findet diesen Durchmesser annähernd durch folgenden Ausdruck:

$$D = 0{\cdot}2955 \sqrt[5]{\frac{L Q^2}{H}}$$

*) Oder aus der Gleichung:

$$H = \left(1 + \lambda \frac{L}{D}\right)\frac{u^2}{2g}$$

worin λ gemäss der Anmerkung zu Nr. 157 zu bestimmen ist.

G.

Genauer findet man diesen Durchmesser mittelst folgender Gleichungen:

$$H = \frac{u^2}{2g} + \frac{4L}{D}(\alpha u + \beta u^2)$$

$$Q = \frac{1}{4} D^2 \pi u$$

und zwar auf folgende Art. — Man nimmt versuchsweise für u mehrere Werthe an, berechnet die diesen Annahmen entsprechenden Werthe von D vermittelst

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi u}}$$

und substituirt sodann je zwei zusammengehörige Werthe von u und D in die Gleichung für H. Diejenigen Werthe von u und D welche dieser Gleichung genügen, sind dann die zu suchenden Grössen. Diese Rechnung macht wenig Mühe, wenn man $\alpha u + \beta u^2$ aus Tabelle Nr. 157 nimmt*).

163.

Durchmesser, welchen eine Röhrenleitung erhalten muss, die eine gegebene Wassermenge liefern soll, wenn der Gefällverlust einen bestimmten aliquoten Theil des totalen Gefälles betragen darf, der Druck oder die Mündung am Ende der Leitung dagegen nicht gegeben ist.

Es sei:

p das Verhältniss zwischen dem Gefällverlust, welcher gestattet ist, und dem totalen Gefälle,

---

*) Oder man nimmt für λ und D versuchsweise zusammengehörige Werthe an und berechnet damit:

$$u_1 = \sqrt{\frac{2gH}{1 + \lambda \frac{L}{D}}} \quad \text{und} \quad D_1 = \sqrt{\frac{4Q}{u \pi_1}}$$

Zu diesen Näherungswerthen u_1 und D_1 von u und D bestimmt man den Werth λ_1 von λ gemäss der Anmerkung zu Nr. 157 und findet damit die corrigirten Werthe:

$$u_2 = \sqrt{\frac{2gH}{1 + \lambda_1 \frac{L}{D_1}}}; \quad D_2 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi u_2}}$$

von u und D u. s. f., bis zwei aufeinanderfolgende Näherungswerthe D_1, D_2, D_3 . . . genügend wenig verschieden sind, um danach auf den der Aufgabe entsprechenden Werth von D schliessen zu können. G.

u die Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre,
Q, L, D, α, β, H wie in den vorhergehenden Nummern;
dann hat man zur Bestimmung von D die Gleichungen:

$$4 \frac{L}{D} (\alpha u + \beta u^2) = p H$$

$$\frac{1}{4} D^2 \pi u = Q$$

aus welchen D und u am leichtesten bestimmt werden, indem man für u mehrere passende Annahmen macht, hierauf den entsprechenden Werth von D vermittelst

$$D = \sqrt{\frac{4 Q}{\pi u}}$$

berechnet, sodann je zwei zusammengehörige Werthe von u und D in die Gleichung für p substituirt, und zuletzt diejenigen Werthe von u und D nimmt, welche jener Gleichung genügen*).

Annähernd findet man diesen Durchmesser durch folgenden Ausdruck:

$$D = 0{\cdot}2955 \sqrt[5]{\frac{L Q^2}{p H}}$$

164.

Grösste Wasserkraft, welche durch eine nicht in freier Luft mündende Röhrenleitung von gegebenen Abmessungen erhalten werden kann.

Man berechne zuerst die vortheilhafteste Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre, vermittelst des Ausdruckes:

$$u = -0{\cdot}0166 + \sqrt{0{\cdot}000275 + 239 \frac{H D}{L}}$$

---

*) Oder man benutzt die Gleichungen:

$$u = \sqrt{\frac{2 g p H}{\lambda \frac{L}{D}}}; \; D = \sqrt{\frac{4 Q}{\pi u}}$$

in entsprechender Weise zu einer successiven Näherungsrechnung wie in der Bemerkung zu Nr. 162 angegeben wurde. G.

und dann findet man das in Kilgmtr. ausgedrückte Maximum der Wasserkraft durch

$$1000 \frac{D^2 \pi}{4} u \left[H - \frac{4 L}{D} (\alpha u + \beta u^2) \right] ^{*)}$$

Gleichgewicht und Bewegung der Luft und der Gase.

165.

Dichte der Gase.

Das Gewicht von einem Kubikmeter eines Gases bei 0° Temperatur (nach 100theiligem Thermometer) und unter dem mittleren Luftdruck (der einer Quecksilbersäule von 0·76^m Höhe das Gleichgewicht hält) ist das Maass seiner Dichte.

166.

Dichte verschiedener Gase bei 0° Temperatur und 0·76^m Druck.

	Gewicht von 1 Kubikm.
Atmosphärische Luft	1·293 Klg.
Sauerstoffgas	1·430 „
Wasserstoffgas	0·089 „
Stickstoffgas	1·256 „
Kohlenoxydgas	1·252 „
Kohlensäuregas	1·977 „
Sumpfgas	0·723 „
Oelbildendes Gas	1·251 „

*) Allgemein ist die Wasserkraft (das nach Abzug der Verluste durch die Widerstände übrig bleibende Arbeitsvermögen der Wasserkraft)

$$= 1000 \frac{D^2 \pi}{4} u \left[H - \left(\zeta + \lambda \frac{L}{D} \right) \frac{u^2}{2 g} \right]$$

unter ζ einen Coefficienten verstanden, welcher den durch Krümmungen, Verengungen etc. verursachten Widerständen entspricht. Das Maximum dieses Ausdrucks als Funktion von u ist im Allgemeinen durch Probiren mit Rücksicht auf die Abhängigkeit des Coefficienten λ von u zu bestimmen. Sieht man von dieser Abhängigkeit ab, so ist die vortheilhafteste Geschwindigkeit:

$$u = \sqrt{\frac{2 g H}{3 \left(\zeta + \lambda \frac{L}{D} \right)}}$$

und, unter u diesen Werth verstanden, das Maximum der Wasserkraft:

$$1000 \frac{D^2 \pi}{4} u \cdot \frac{2}{3} H$$

G.

167.

Gewicht von einem Kubikmeter Gas bei irgend einer Temperatur und unter irgend einer Pressung.

Nennt man:

γ_0 das Gewicht von einem Kubm. des Gases bei 0° Temperatur und unter dem mittleren atmosphärischen Druck,

p den Druck in Kilg., welchen das Gas, dessen Gewicht bestimmt werden soll, auf 1 Quadratmet. ausübt,

t die Temperatur des Gases (hunderttheiliges Thermometer),

γ das Gewicht von 1 Kubikmeter Gas bei t° Temperatur und unter dem Druck p;

so ist:

$$\gamma = \gamma_0 \frac{p}{10333} \frac{1}{1 + 0{\cdot}00367\, t}$$

Für trockene atmosphärische Luft ist:

$$\gamma = \frac{p}{7990} \frac{1}{1 + 0{\cdot}00367\, t}$$

168.

Tabelle der Gewichte von 1 Kubikmeter atmosphärischer Luft bei verschiedenen Temperaturen und unter dem atmosphärischen Luftdruck.

Temperatur.	Gewicht von 1 Kubikm.	Temperatur.	Gewicht von 1 Kubikm.
Grad.	Kilogr.	Grad.	Kilogr.
0	1·293	150	0·834
5	1·270	200	0·746
10	1·247	250	0·674
20	1·205	300	0·616
40	1·128	350	0·566
60	1·060	400	0·524
80	1·000	450	0·488
100	0·946	500	0·456

169.

Ausströmung von Luft oder Gas aus einem Gefäss durch eine Oeffnung in einer dünnen Wand.

Es sei:

P die Pressung im Innern des Gefässes auf 1 Quadratmeter,
p die Pressung ausserhalb des Gefässes auf 1 Quadratmeter,
γ_0 das Gewicht von 1 Kubikmeter des Gases bei 0° Temperatur und unter dem mittleren Luftdruck,
t die Temperatur des Gases im Gefässe,
$m = \frac{10333}{\gamma_0} (1 + 0{\cdot}00367\ t)$,
u die Ausströmungsgeschwindigkeit in Metern,
Ω der Querschnitt der Oeffnung,
Q die Luftmenge in Kilogr., welche in 1″ ausströmt,
k der Contraktionscoefficient für dünne Wände gleich 0·61 bis 0·62.

Dies vorausgesetzt ist*):

$$u = \sqrt{2\ g\ m \times 2{\cdot}3026 \log vulg \left(\frac{P}{p}\right)}$$

$$Q = k\ u\ \Omega\ \frac{p}{m}$$

Für atmosphärische Luft von 10° Temperatur ist:

$$m = 8283$$

und dann wird mit $g = 9{\cdot}809$:

$$u = 612 \sqrt{\log vulg \left(\frac{P}{p}\right)}$$

Die Resultate dieser Formel enthält folgende Tabelle:

---

*) Diese Formeln beruhen auf der Voraussetzung, dass die Temperatur der ausströmenden Luft sich nicht ändert. In der That nimmt Letztere gegen die Oeffnung hin ab, und die Formeln, welche mit Rücksicht darauf die mechanische Wärmetheorie liefert, sind im Anhang enthalten. Je kleiner übrigens $\frac{P}{p}$ ist, desto kleiner ist die Differenz der Resultate von beiderlei Formeln. G.

$\frac{P}{p}$ Verhältniss zwischen dem innern und äussern Druck.	u Austritts-geschwindig-keit.	$\frac{P}{p}$ Verhältniss zwischen dem innern und äussern Druck.	u Austritts-geschwindig-keit.
	Meter.		Meter.
1·01	40	1·20	172
1·02	57	1·40	234
1·03	69	1·60	277
1·04	80	1·80	309
1·05	89	2·00	336
1·06	97	2·50	386
1·07	105	3·00	423
1·08	112	3·50	451
1·09	118	4·00	475
1·10	125	4·50	495

170.

Ausströmung von Luft oder Gas aus einer langen Röhrenleitung.

Wenn die Austrittsöffnung am Ende einer langen Röhrenleitung angebracht ist, muss die Reibung der Luft oder des Gases an der Röhrenwand berücksichtigt werden, und dann hat man:

$$u = \sqrt{\left\{\frac{2\ g\ m\ \log\ \text{nat}\left(\frac{P}{p}\right)}{1 + k^2 \frac{d^4}{D^4}\left[\left(\frac{1}{k_1} - 1\right)^2 + 8\,\alpha\,\frac{L}{D}\right]}\right\}}$$

wobei

D der Durchmesser der Röhre,
d der Durchmesser der Austrittsöffnung,
L die Länge der Röhre,

$m = \frac{10333}{\gamma_0}(1 + 0{\cdot}00367\ t)$,

$\alpha = 0{\cdot}00315$,

k_1 der Contraktions-Coeffizient für den Eintritt der Luft in die Röhrenleitung,

k der Contraktions-Coeffizient für die Austrittsöffnung,

P die Pressung im Gefäss,
p die Pressung, welche in dem Raum herrscht, nach welchem die Luft entweicht,
u die Austrittsgeschwindigkeit.

171.

Austrittsgeschwindigkeit, wenn die Pressung in irgend einem Punkt der Röhrenleitung beobachtet worden ist.

Es sei $\mathfrak{P}$ die Pressung, welche in einem Punkt beobachtet wurde, welcher von der Austrittsöffnung um l entfernt ist. Alle in vorhergehender Nummer gewählten Zeichen beibehaltend, hat man in dem vorliegenden Fall

$$u = \sqrt{\left\{\frac{2\,g\,m\,\log\text{ nat}\left(\frac{\mathfrak{P}}{p}\right)}{1 + 8\,\alpha\,k^2\,\frac{l\,d^4}{D^5}}\right\}}$$

172.

Bestimmung der Pressung $\mathfrak{P}$, welche in einer Entfernung l von der Austrittsöffnung stattfindet.

Werden alle in den beiden vorhergehenden Nummern angenommenen Bezeichnungen beibehalten, so hat man zur Bestimmung von $\mathfrak{P}$ folgenden Ausdruck:

$$\log\text{ nat}\left(\frac{\mathfrak{P}}{p}\right) = \log\text{ nat}\left(\frac{P}{p}\right)\frac{1 + 8\,\alpha\,k^2\,\frac{l\,d^4}{D^5}}{1 + k^2\,\frac{d^4}{D^4}\left[\left(\frac{1}{k_1} - 1\right)^2 + 8\,\alpha\,\frac{L}{D}\right]}$$

173.

Tabelle der Ausflusscoeffizienten k.

Höhe der drücken-den Wassersäule in Metern.	Ausflusscoeffizient k.		
	Für Oeffnungen in dünnen Platten.	Für konische Ansatzröhren; Neigung etwa 3°.	Für cylindrische Ansätze.
0·016	0·615	0·905	0·776
0·033	0·610	0·897	
0·065	0·604	0·888	
0·097	0·599	0·880	
0·130	0·595	0·874	
0·162	0·591	0·869	0·746
0·195	0·588	0·865	
0·227	0·585	0·859	
0·260	0·582	0·855	
0·292	0·579	0·851	
0·325	0·577	0·847	0·728
0·487	0·565	0·831	
0·650	0·556	0·817	0·702
0·814	0·548	0·805	
0·975	0·540	0·794	0·682
1·140	0·534	0·784	
1·300	0·527	0·775	0·665
1·625	0·515	0·757	0·650
1·950	0·505	0·742	0·637
2·275	0·495	0·728	0·625

174.

Widerstand der Körper in Wasser und Luft.

Nennt man:

U die relative Geschwindigkeit der Flüssigkeit gegen den Körper oder die relative Geschwindigkeit des Körpers gegen die Flüssigkeit in Metern,

A den grössten Querschnitt des eingetauchten Theiles des Körpers in Quadratmetern,

γ das Gewicht von einem Kubikmeter Flüssigkeit, für Wasser $\gamma = 1000$, für Luft $\gamma = 1{\cdot}293$,

$H = \frac{U^2}{2g}$ die der Geschwindigkeit U entsprechende Fallhöhe,

m einen Erfahrungs-Coeffizienten, der allerdings nicht constant ist, sondern von verschiedenen Verhältnissen abhängt,

W den Widerstand des Körpers in der Flüssigkeit in Kilogrammen, so kann man annähernd setzen:

$$W = m \gamma A \frac{U^2}{2g}$$

Für m sind folgende Werthe in Rechnung zu bringen, welche jedoch mit Rücksicht auf die unsichere Kenntniss der Gesetze des fraglichen Widerstandes und auf die erheblichen Abweichungen der von verschiedenen Autoren gefundenen Resultate stets mit Vorsicht benutzt werden müssen.

a) Für eine ruhende ebene Fläche in bewegter Flüssigkeit (Bewegungsrichtung senkrecht zur Fläche):

$$m = 1{\cdot}16 + 2{\cdot}3 \sqrt{A}\ ^{*})$$

b) Für eine bewegte ebene Fläche in ruhender Flüssigkeit (Bewegungsrichtung senkrecht zur Fläche):

$$m = 1{\cdot}43\ ^{**})$$

c) Für einen ruhenden prismatischen Körper in bewegter Flüssigkeit (Bewegungsrichtung im Sinne der Körperaxe):

$$m = \left(1{\cdot}52 - 0{\cdot}06 \frac{L}{\sqrt{A}}\right)$$

wobei L die Länge des Körpers bezeichnet. Diese Formel gibt jedoch nur annähernd richtige Resultate, wenn $\frac{L}{\sqrt{A}} < 3$ ***).

---

*) Diese Formel kann etwa bis zu $A = 0{\cdot}25$ benutzt werden. G.

**) Diesen Werth fand Dubuat für kleine Flächen bis $A = 0{\cdot}1$. Duchemin fand $m = 1{\cdot}25$. Im Mittel aus Versuchen von Didion und von Thibault ergibt sich bis zu $A = 1$ Quadratmeter:

$$m = 1{\cdot}59 + \frac{0{\cdot}565}{U^2}$$

Uebrigens ist anzunehmen, dass auch in diesem Falle wie unter a) der Coeffizient m mit A, wenn auch in geringerem Grade, wächst. G.

***) Im Mittel nach Versuchen von Dubuat und Duchemin ist

für $\frac{L}{\sqrt{A}}$ =	0	1	2	3	6
m =	1·86	1·46	1·35	1·32	1·46

d) Für einen in der Richtung seiner Axe bewegten prismatischen Körper in ruhender Flüssigkeit:

$$m = \left(1{\cdot}25 - 0{\cdot}05 \frac{L}{\sqrt{A}}\right)^{*)}$$

e) Für eine Kugel, die sieh in einer Flüssigkeit bewegt **):

$$m = 0{\cdot}672 + 0{\cdot}000737\ U$$

f) Für einen theilweise eingetauchten (schwimmenden) prismatischen Körper mit halbkreisförmigem Vordertheil:

$$m = 0{\cdot}5$$

g) Für einen theilweise eingetauchten prismatischen Körper mit keilförmigem Vordertheil:

$$m = 0{\cdot}75 \sin \alpha$$

wobei α die Hälfte des Keilwinkels ***).

i) Für gut geformte Dampfschiffe:

$$m = 0{\cdot}16 \text{ bis } 0{\cdot}18\ †).$$

Diese Zahlen sind als Verhältnisszahlen zu benutzen, wenn für $L = 0$ nach a) der Coeffizient m einen andern Werth hat, als 1·86. G.

*) Nach Dubuat ist für diesen Fall

für $\frac{L}{\sqrt{A}}$ =	0	1	3
m =	1·43	1·17	1·10

Nach Duchemin nimmt m beständig mit L zu, so dass in dieser Hinsicht eine Verschiedenheit der Fälle unter c) und d) stattfinden würde. G.

**) Im Mittel nach Versuchen von Borda und von Hutton ist für mässige Geschwindigkeiten $m = 0{\cdot}58$.

Nach Piobert ist für die Bewegung einer Kugel von 0·1 bis 0·2 Meter Durchmesser im Wasser $m = 0{\cdot}47$; dagegen für die Bewegung der Geschützkugeln in der Luft:

$$m = 0{\cdot}451\ (1 + 0{\cdot}0023\ U).$$ G.

***) Nach Dubuat, Bossut, d'Alembert und Condorcet ist in diesem Falle zu setzen:

für α =	90°	78°	66°	54°	42°	30°	18°	6°
m =	1·10	1·06	0·93	0·84	0·59	0·48	0·45	0·44

vorausgesetzt, dass der in der Axrichtung bewegte Körper 5—6 Mal so lang als breit ist. G.

†) Bei grossen Seedampfschiffen kann m erheblich kleiner sein, nach Campaignac = 0·10 bis 0·08, nach Claudel sogar nur = 0·05. G.



SECHSTER ABSCHNITT.

Wasserräder.

Tafel XXXII und XXXIII.

175.

Bezeichnungen.

In den folgenden Resultaten für die Berechnung und Construction der Wasserräder haben die verschiedenen Bezeichnungen folgende Bedeutung:

H das Gefäll, d. h. der Vertikalabstand des Wasserspiegels im Zuflusskanal über dem Wasserspiegel im Abflusskanal.

Q der Wasserzufluss in Kubik-Metern in 1 Sekunde.

$E_a = 1000\ Q\ H$ der in Kilgmtr. ausgedrückte absolute Effekt der Wasserkraft.

$N_a = \frac{E_a}{75}$ der in Pferdekräften ausgedrückte absolute Effekt der Wasserkraft.

E_n, N_n der in Kilgmtr. und der in Pferdekräften ausgedrückte Nutzeffekt des Wasserrades.

R Halbmesser des Rades.

a Tiefe des Rades, d. h. die Differenz zwischen dem äussern und innern Halbmesser des Rades.

b die Breite des Rades, d. h. die mit der Axe des Rades parallele Dimension der Schaufeln oder Zellen.

c die Länge a f, Fig. 5, Tafel XXXIII, des äusseren Theiles einer Schaufel oder Zellenwand. Für ein Rad mit geraden radial gestellten Schaufeln ist $c = 0$ zu setzen. Wenn das Rad gerade, aber schief gestellte Schaufeln hat, bedeutet c die ganze Länge der Schaufel. Wenn die Schaufel oder die Zelle gekrümmt ist, kann man (zur Effektberechnung) eine ebenflächige Form substituiren, welche mit der krummflächigen möglichst nahe übereinstimmt, und dann bedeutet c die Länge des äusseren Theiles der ebenflächigen Form.

β Winkel, unter welchem der äussere Theil einer Zelle oder Schaufel den Umfang des Rades durchschneidet.

e Entfernung zweier Schaufeln oder Zellen.

$i = \frac{2 R \pi}{e}$ Anzahl der Schaufeln oder Zellen.

v Umfangsgeschwindigkeit des Rades.

V Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser den Umfang des Rades erreicht. Für das unterschlächtige Rad und für das Poncelet-Rad ist zu setzen:

$$V = \sqrt{2 g H}$$

Für die übrigen Räder ist für V die Geschwindigkeit zu nehmen, welche der Tiefe des Durchschnittspunktes der unteren Begränzungsfläche des Strahles mit dem Radumfang unter der Oberfläche des Wassers im Zuflusskanal entspricht.

δ Winkel, den die Richtung von V mit dem Umfang des Rades bildet

γ Winkel, den der nach dem Eintrittspunkt gezogene Radius mit dem vertikal abwärts gerichteten Radius bildet; wobei unter Eintrittspunkt derjenige Punkt verstanden wird, in welchem die untere Begränzungsfläche des Strahles den Umfang des Rades durchschneidet.

ε bedeutet bei Rädern mit Gerinne den Spielraum zwischen den äusseren Schaufelkanten und dem Radgerinne.

h bedeutet: 1) bei den Rädern mit Gerinne die Höhe des Wasserstandes in der untersten Zelle über dem Wasserstand im Abflusskanal; 2) bei dem oberschlächtigen Rade das Freihängen, d. h. die Höhe des untersten Punktes des Radumfanges über dem Spiegel des Unterwassers.

$m = \frac{Q}{a b v}$ der Füllungscoeffizient, d. h. das Verhältniss zwischen dem Volumen der Wassermenge Q, die in 1'' dem Rade zufliesst, und dem Volumen der Zellenräume, welche diese Wassermenge aufzunehmen haben.

f der Reibungscoeffizient für die Zapfenreibung.

s die Höhe, in der sich unmittelbar nach beendigter Füllung der Schwerpunkt der Wassermasse über dem Punkt a (Fig. 6, Tafel XXXIII) der Zelle befindet.

S bedeutet bei Rädern mit Gerinnen die Summe der Bögen, längs welchen das in den Zellen enthaltene Wasser den Gerinnboden berührt.

$g = 9{\cdot}808$ Meter.

Regeln für die Anordnung eines neu zu erbauenden Rades.

176.

Wahl der Maschine.

Wenn eine Einrichtung zum Betrieb eines Werkes durch Wasserkraft angegeben werden soll, muss vor allem Andern bestimmt werden, was für eine Kraftmaschine unter gegebenen Umständen am besten dem Zweck entspricht. Vorausgesetzt, dass nur allein die Grösse des Baukapitals, welches für ein Unternehmen verwendet werden darf oder kann, und die Grösse so wie Beschaffenheit der disponibeln Wasserkraft zu berücksichtigen sind, wird man in den meisten Fällen eine zweckmässige Maschine wählen, wenn man sich an nachstehende Vorschrift hält. In derselben bedeutet der Kürze wegen:

K das Baukapital, welches verwendet werden kann oder verwendet werden darf,

H und Q das Gefälle und den Wasserzufluss in 1″,

$N_a > N_n$ es sei die disponible Kraft bedeutend (z. B. zweimal) grösser als der zum Betrieb erforderliche Nutzeffekt,

$N_a = N_n$ es sei die disponible Kraft nur bei sehr vortheilhafter Benutzung zum Betrieb der Maschinen hinreichend.

Ist das Gefälle und die Wassermenge		so soll gewählt werden		
H	Q	ein hölzernes Wasserrad.	ein eisernes Wasserrad.	eine Turbine.
nicht über 2^m	klein oder gross	wenn K klein	1) wenn K gross, H u. Q constant, $N_a > N_n$ 2) wenn K gross H und Q veränderlich	wenn K gross H u. Q constant $N_a = N_n$
zwischen 2^m und 6^m	nicht grösser als 0·2 kbm.	wenn K klein	wenn K gross	niemals
zwischen 2^m und 6^m	grösser als 0 3 kbm.	wenn K klein	wenn K gross	wenn K gross
oder		und	und	und
zwischen 6^m und 12^m	klein oder gross	$N_a = N_n$	$N_a = N_n$	$N_a > N_n$
grösser als 12^m	klein oder gross	niemals	niemals	jederzeit

177.

Wahl des Rades.

Wenn man sich für den Bau eines Wasserrades entschieden hat, ist dann weiter die Frage zu beantworten, welche von allen Anordnungen von Wasserrädern in dem gegebenen Falle die zweckmässigste sei? Diese Frage kann mit Zuverlässigkeit und ohne Schwierigkeit vermittelst der Fig. 1, Tafel XXXIII beantwortet werden. In dieser Figur bedeutet: die obere horizontale Zahlenreihe die in Metern ausgedrückten Gefälle, die vertikale Zahlenreihe (linker Hand) die in Kubik-Metern ausgedrückten Wassermengen, welche in 1″ den Rädern zufliessen. Die verschiedenen geraden und krummen Linien innerhalb der Grenzen der ganzen Figur bestimmen die Grenzen der vortheilhaften Anwendbarkeit der verschiedenen Arten von Rädern. Die Linie A B bestimmt die grösste Wasserkraft, welche noch durch ein einziges Wasserrad mit Vortheil nutzbar gemacht werden kann.

Um vermittelst dieser Figur zu entscheiden, was für ein Rad gewählt werden soll, sucht man vermittelst der horizontalen Zahlenreihe die Vertikallinie auf, welche dem gegebenen Gefälle entspricht, ferner vermittelst der vertikalen Zahlenreihe die Horizontallinie, welche mit der gegebenen Wassermenge übereinstimmt. Der Punkt, in welchem sich diese zwei Linien schneiden, liegt dann in dem Wasserkraft-Gebiet des zu wählenden Rades. Ist z. B. das gegebene Gefäll 3^m und die Wassermenge 1·5 Kubik-Meter, so führen diese Daten auf ein Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf.

178.

Nutzeffekt der Wasserräder.

Es ist für viele Zwecke ganz genügend, den Nutzeffekt eines Wasserrades schätzungsweise zu bestimmen; dies ist insbesondere der Fall, wenn die Dimensionen eines zu erbauenden Rades bestimmt werden sollen.

Wenn die Constructionsverhältnisse, die Füllungen und die Geschwindigkeiten nicht zu weit von denjenigen abweichen, welche bei gut angeordneten Wasserrädern getroffen werden, darf man für das Verhältniss zwischen dem Nutzeffekt und dem absoluten Effekt folgende Werthe annehmen:

Unterschlächtiges Rad	0·30	bis	0·35
Kropfrad	0·40	„	0·50

Poncelet-Rad	0·60	bis	0·65
Schaufelrad mit Ueberfall-Einlauf	0·60	„	0·65
Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf	0·65	„	0·70
Rückschlächtiges Zellenrad mit Coulissen-Einlauf	0·60	„	0·70
Oberschlächtiges Rad für kleine Gefälle von 3 bis 5^m . . .	0·50	„	0·60
Oberschlächtiges Rad für grössere Gefälle über 5^m	0·60	„	0·75

179.

Wassermenge.

Wenn die Wassermenge, welche in einer Sekunde auf das Rad wirken soll, nicht unmittelbar gegeben ist, so muss dieselbe aus dem Nutzeffekt, den das Rad entwickeln soll, und aus dem Gefälle berechnet werden *). Vermittelst der in voriger Nummer angegebenen Leistungen der Wasserräder findet man für die Wassermenge Q, welche in einer Sekunde den Rädern zugeleitet werden

---

*) Wenn diese Grössen N_n und H gegeben sind, so kann der Wirkungsgrad $\eta = \frac{N_n}{N_a}$ genauer, als nach Nr. 178, nach folgenden Formeln berechnet werden.

Kropfrad:

$$\eta = 0{\cdot}97 - \frac{(0{\cdot}09 + 0{\cdot}008\,H)\,v^2 + 0{\cdot}002\,v\sqrt{N_n}}{H} - \frac{0{\cdot}034 + 0{\cdot}05\,H}{v} - (0{\cdot}011 - 0{\cdot}002\,H)\,v^2$$

$v = 1{\cdot}7 - 2$, wachsend mit H.

Schaufelrad mit Ueberfall-Einlauf:

$$\eta = 0{\cdot}87 - 0{\cdot}006\,v^2 - \frac{0{\cdot}130\,v^2 + 0{\cdot}052 + 0{\cdot}004\,v\sqrt{N_n}}{H}$$

$$v = 1{\cdot}5;\quad \eta = 0{\cdot}856 - \frac{0{\cdot}345 + 0{\cdot}006\sqrt{N_n}}{H}$$

Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf:

$$\eta = 0{\cdot}86 - 0{\cdot}0053\,v^2 - \frac{0{\cdot}136\,v^2 + 0{\cdot}092\,\dfrac{\sqrt[3]{N_n}}{\sqrt{v\,H}} + 0{\cdot}0056\,v\sqrt{N_n}}{H}$$

$$v = 1{\cdot}6;\quad \eta = 0{\cdot}846 - \frac{0{\cdot}348 + 0{\cdot}078\,\dfrac{\sqrt[3]{N_n}}{\sqrt{H}} + 0{\cdot}009\sqrt{N_n}}{H}$$



muss, um einen Nutzeffekt von N_n Pferdekräften zu 75 Klgmtr. zu erhalten, folgende Werthe:

Unterschlächtiges Rad	$Q = 0{\cdot}214 \frac{N_n}{H}$	bis $0{\cdot}250 \frac{N_n}{H}$
Kropfrad	$Q = 0{\cdot}150 \frac{N_n}{H}$	„ $0{\cdot}187 \frac{N_n}{H}$
Poncelet-Rad	$Q = 0{\cdot}115 \frac{N_n}{H}$	„ $0{\cdot}125 \frac{N_n}{H}$
Schaufelrad mit Ueberfall-Einlauf .	$Q = 0{\cdot}115 \frac{N_n}{H}$	„ $0{\cdot}125 \frac{N_n}{H}$
Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf .	$Q = 0{\cdot}107 \frac{N_n}{H}$	„ $0{\cdot}115 \frac{N_n}{H}$
Rückschlächtiges Zellenrad mit Coulissen-Einlauf	$Q = 0{\cdot}107 \frac{N_n}{H}$	„ $0{\cdot}125 \frac{N_n}{H}$
Oberschlächtiges Rad für kleinere Gefälle bis zu 5^m	$Q = 0{\cdot}125 \frac{N_n}{H}$	„ $0{\cdot}150 \frac{N_n}{H}$
Oberschlächtiges Rad für grössere Gefälle über 5^m	$Q = 0{\cdot}100 \frac{N_n}{H}$	„ $0{\cdot}125 \frac{N_n}{H}$

Rückschlächtiges Zellenrad mit Coulissen-Einlauf:

$$\eta = 0{\cdot}94 - \frac{0{\cdot}156\, v^2 + 0{\cdot}634 \frac{\sqrt[3]{N_n}}{\sqrt{v H}} + 0{\cdot}0084\, v \sqrt{N_n}}{H}$$

$$v = 1{\cdot}5;\ \eta = 0{\cdot}94 - \frac{0{\cdot}351 + 0{\cdot}517 \frac{\sqrt[3]{N_n}}{\sqrt{H}} + 0{\cdot}013 \sqrt{N_n}}{H}$$

Oberschlächtiges Rad:

$$\eta = 0{\cdot}91 - \frac{0{\cdot}114\, v^2 + 0{\cdot}5 \frac{\sqrt[3]{N_n}}{\sqrt{v H}} + 0{\cdot}1 + 0{\cdot}013\, v \sqrt{N_n}}{H}$$

$$v = 1{\cdot}5;\ \eta = 0{\cdot}91 - \frac{0{\cdot}357 + 0{\cdot}41 \frac{\sqrt[3]{N_n}}{\sqrt{H}} + 0{\cdot}02 \sqrt{N_n}}{H}$$

Ist hiernach η berechnet, so findet man: $Q = \frac{0{\cdot}075}{\eta} \frac{N_n}{H}$

G.

180.

Umfangsgeschwindigkeit der Räder v.

Die Wasserräder geben einen befriedigenden Nutzeffekt und fallen nicht zu gross aus, wenn die Umfangsgeschwindigkeiten derselben genau oder ungefähr folgende Werthe haben:

	Umfangsgeschwindigkeit.
Unterschlächtiges Rad	$v = 0{\cdot}4\ \sqrt{2gH}$
Kropfrad	$v = 1{\cdot}5$ bis 2
Poncelet-Rad	$v = 0{\cdot}55\ \sqrt{2gH}$
Schaufelrad mit Ueberfall-Einlauf	$v = 1{\cdot}4$
Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf	$v = 1{\cdot}6$
Rückschlächtiges Zellenrad mit Coulissen-Einlauf	$v = 1{\cdot}5$
Oberschlächtiges Rad für kleinere Gefälle	$v = 1{\cdot}3$ bis $1{\cdot}5$
Oberschlächtiges Rad für grössere Gefälle	$v = 1{\cdot}5$

181.

Halbmesser der Räder R.

Die Wasserräder geben einen guten Effekt und werden nicht zu kostspielig, wenn die Halbmesser nach folgenden Regeln genommen werden:

Für das unterschlächtige Rad jenachdem die Lokalverhältnisse sind	$R = 2^m, 3^m$ bis $3{\cdot}5^m$
Für das Kropfrad	$R = 1{\cdot}5\,H$ bis $2{\cdot}5\,H$
Für das Schaufelrad mit Ueberfall-Einlauf	$R = 1{\cdot}25\,H$ bis $1{\cdot}5\,H$
Für das Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf	$R =$ ungefähr H
Für das rückschlächtige Zellenrad mit Coulissen-Einlauf	$R = \frac{2}{3}\,H$
Für das oberschlächtige Rad	$R = \frac{1}{2}\left(H - \frac{V^2}{2g}\right)$
In der Regel ist $V = 2\,v$ zu nehmen und dann wird	$R = \frac{1}{2}\left(H - 4\frac{v^2}{2g}\right)$
Für das Poncelet-Rad	$R = 2\,H$

182.

Füllung der Räder m.

Das Maass der Füllung eines Rades ist das Verhältniss zwischen

dem Volumen der Wassermasse, welche ein Schaufel- oder Zellenraum aufzunehmen hat, und dem Volumen eines solchen Raumes. Es ist:

$$m = \frac{Q}{a\,b\,v}$$

Die Füllung darf für die Schaufelräder nicht grösser als $\frac{1}{2}$ und für die Zellenräder nicht grösser als $\frac{1}{3}$ sein. Man hat daher:

für Schaufelräder:

$$m = \frac{Q}{a\,b\,v} \text{ ungefähr } = \frac{1}{2}$$

für Zellenräder:

$$m = \frac{Q}{a\,b\,v} = \frac{1}{5}, \ \frac{1}{4} \text{ bis } \frac{1}{3}$$

183.

Wassermenge, welche ein Schaufel- oder ein Zellenraum aufzunehmen hat.

Ist der Füllungs-Coeffizient bekannt, so findet man die Wassermenge in Kubikmetern, welche ein Schaufel- oder ein Zellenraum aufzunehmen hat, wenn man diesen Raum mit dem Füllungs-Coefficienten multiplizirt.

Auch ist die Wassermenge eines Schaufel- oder Zellenraumes gleich

$$Q\,\frac{e}{v}$$

184.

Verhältniss der Breite b und Tiefe a der Räder.

Durch Vergleichung einer grösseren Anzahl von ausgeführten Rädern habe ich gefunden, dass man mit der Erfahrung übereinstimmende Verhältnisse erhält, wenn man nimmt:

für Schaufelräder:

$$\frac{b}{a} = 1{\cdot}75\ \sqrt[3]{N_a}$$

für Zellenräder:

$$\frac{b}{a} = 2{\cdot}25\ \sqrt[3]{N_a}$$

Von diesen Regeln macht das Poncelet-Rad eine Ausnahme.

185.

Bestimmung der Breite b und Tiefe a der Räder.

Hat man, nach den im Vorhergehenden angegebenen Regeln, m, v, $\frac{b}{a}$ bestimmt, so findet man durch folgende Formeln die Breite und Tiefe eines Rades von älterer Construction:

$$b = \sqrt{\frac{Q}{mv} \frac{b}{a}}$$

$$a = \frac{b}{\frac{b}{a}}$$

186.

Anzahl der Radarme.

Die Anzahl der Arme eines Armsystems ist gleich derjenigen ganzen Zahl, welche dem Werthe

$$2 (1 + R)$$

am nächsten liegt.

187.

Anzahl der Schaufeln oder der Zellen.

Die Anzahl der Schaufeln oder der Zellen wird durch diejenige ganze Zahl bestimmt, welche dem Werthe

$$\frac{2 R \pi}{0{\cdot}2 + 0{\cdot}7 a}$$

am nächsten liegt und durch die Anzahl der Arme eines Armsystems theilbar ist. Die Schaufelzahl darf jedoch grösser genommen werden als diese Regel angibt.

188.

Schaufel- und Zellentheilung.

Diese wird gefunden, wenn man den Umfang 2 R π des Rades durch die Anzahl der Schaufeln oder Zellen dividirt.

189.

Spielraum des Rades im Gerinne.

Bei den Rädern, welche Gerinne haben, richtet sich der Spielraum zwischen dem Rade und dem Gerinne nach dem Material, aus welchem beide hergestellt werden, und nach der Genauigkeit der Ausführung.

Für genau gebaute hölzerne Räder ist dieser Spielraum $0{\cdot}02^m$ bis $0{\cdot}025^m$, für eiserne Räder $0{\cdot}015^m$ bis $0{\cdot}02^m$ zu nehmen.

Verzeichnung der Räder.

Für die Verzeichnung der Räder werden die folgenden Andeutungen in Verbindung mit den Figuren Taf. XXXII und XXXIII genügen.

190.

Verzeichnung des unterschlächtigen Rades.

Taf. XXXIII, Fig. 2.

(Siehe auch des Verfassers „Maschinenbau“, II. Band, Taf. III, Fig. 1.)

O Mittelpunkt des Rades. — C der tiefste Punkt des Rades. — B C D bogenförmiger Gerinnboden. — Neigung der schiefen Ebene B A gegen den Horizont $= \frac{1}{20}$. — Der Schützen J E nahe am Rade. — Neigung desselben gegen den Horizont $= 60^0$. — Dicke des Wasserstrahles vor dem Rade annähernd:

$$\frac{Q}{b_1 \sqrt{2gh}}\,; \quad b_1 = b - 0{\cdot}1 \text{ Meter.}$$

F E parallel mit B A. — Höhe des Wasserstandes im Zuflusskanal über dem Punkt F gleich H. — Höhe des Wasserspiegels im Abflusskanal übereinstimmend mit der Höhe des Punktes F. — Stellung der Schaufeln so, dass sie im Punkte D eine vertikale Richtung haben.

191.

Verzeichnung des Kropfrades. Taf. XXXIII, Fig. 3.

(Siehe auch des Verfassers „Maschinenbau“, II. Band, Taf. III, Fig. 2.)

p q der mittlere Wasserstand im unteren Kanal. — m n der niedrigste Wasserstand im oberen Kanal. — O Mittelpunkt. —

C tiefster Punkt des Rades; letzterer in einer Tiefe $\frac{1}{2}$ a unter p q. — O C = R. — Tiefe des Punktes B unter m n: h = 0·46 Mtr. bis $4 \frac{v^2}{2g}$.

A B parabolischer Einlauf.

Neigungswinkel der zum Punkt B gehörigen Tangente gegen den Horizont w = 35° bis 45° $\overline{\overline{<}}$ Winkel C O B.

Coordinaten des Scheitels der Parabel $\begin{cases} B\,D = h \sin 2\,w. \\ A\,D = h \sin^2 w. \end{cases}$

Neigung des Schützens gegen den Horizont ungefähr 60°. Für die Schaufelstellung ist zu machen: $C\,L = \frac{1}{4}$ a, $\widehat{LM}$ aus O beschrieben. M N vertikal. M P radial. Diese Regel für die Schaufelung gilt für alle Schaufelräder.

192.

Schaufelrad mit Ueberfall-Einlauf. Taf. XXXIII, Fig. 7.

(Siehe auch des Verfassers „Maschinenbau", II. Band, Taf. III, Fig. 3.)

A B parabolische Einlauffläche.

t Tiefe des Scheitels A der Parabel unter dem Spiegel des Wassers im oberen Kanal

$$t = \left(\frac{Q}{0{\cdot}44\, b_1 \sqrt{2\,g}}\right)^{\frac{2}{3}}; \quad b_1 = b - 0{\cdot}1 \text{ Meter.}$$

Diese Tiefe t kann auch vermittelst der Tabelle (142) bestimmt werden.

Tiefe des Punktes B unter dem oberen Wasserspiegel = 0·46 Mtr.

Coordinaten des Scheitels A der Parabel $\begin{cases} B\,D = 2 \sqrt{t\,(0{\cdot}46 - t)} \\ A\,D = 0{\cdot}46 - t \end{cases}$

Rad, Gerinne und Schaufelung werden wie bei dem Kropfrade verzeichnet.

193.

Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf. Taf. XXXIII, Fig. 4.

(Siehe auch des Verfassers „Maschinenbau", II. Band, Taf. IV, Fig. 1.)

Rad, Gerinne und Schaufelung werden, wie bei dem Kropfrad

angedeutet wurde, verzeichnet. Für die Verzeichnung des Einlaufes dienen folgende Bemerkungen:

m n niedrigster Wasserstand im oberen Kanal.

Tiefe des Punktes 1 unter m n gleich $0{\cdot}3^m$.

Winkel $\widehat{K\,1\,O} = 36^0$.

Theilung $1{,}2 = 2{,}3 = 3{,}4 \ldots = \frac{1}{3}$ a.

Halbmesser 1 I = 2 II = 3 III . . . = 0·8 a.

Die Linien II 2, III 3 . . . werden so gezogen, dass sie alle den Kreis berühren, dessen Mittelpunkt der Mittelpunkt des Rades und dessen Halbmesser das von diesem Mittelpunkte auf die Linie I 1 K gefällte Perpendikel ist.

Die Wassermenge, welche zwischen irgend zwei auf einander folgenden Coulissen ausfliesst, findet man durch

$$0{\cdot}4\ b\ p\ \sqrt{2 g t}$$

wobei

p die normale äussere Entfernung der Coulissen,

t die Tiefe des Mittelpunktes der Ausflussöffnung unter m n bedeutet*).

Um die Anzahl der Coulissen zu finden, berechne man die Wassermengen, welche zwischen den auf einander folgenden Coulissen ausfliessen; addire die erste und zweite, dann die erste, zweite und dritte u. s. f., bis man eine Summe erhält, die gleich oder grösser als Q ist. Zu der Anzahl, welche die Wassermenge Q liefert, füge man noch so viele Kanäle nach oben hinzu, als der Differenz zwischen dem höchsten und tiefsten Wasserstand im obern Kanal entspricht.

194.

Rückschlächtiges Zellenrad mit Coulissen-Einlauf.

Taf. XXXIII, Fig. 6.

(Siehe auch des Verfassers „Maschinenbau", II. Band, Taf. IV, Fig. 2.)

Der höchste Wasserstand im unteren Kanal liegt in der Höhe $\frac{1}{2}$ a über dem tiefsten Punkt des Rades.

---

*) Der Ausflusscoeffizient 0·4 erscheint hier sehr klein gegriffen und dürfte auf wenigstens 0·6 erhöht werden müssen. G.

Die Punkte 5, a, b liegen in einer geraden radialen Linie. a liegt in der Mitte zwischen 5 und b; es ist also $a\,b = \frac{1}{2}\,a$. Bei b muss eine Ventilation angebracht werden. Wenn die äusseren Wände auffallend convergirend erscheinen, müssen dieselben concav gemacht werden. Wenn die Zellenwände von Blech gemacht werden, muss man für den geradlinigen Winkel 1 a b eine durch 1, a, b gehende krumme Linie nehmen.

Zur Verzeichnung der Coulissen dienen folgende Bemerkungen:

m n der niedrigste Wasserstand im oberen Kanal.

Tiefe des Punktes 1 unter m n gleich $0{\cdot}3^m$

1 e der Richtung nach die Verlängerung von a i.

$1\,c = v$ tangirend an den Umfang des Gerinnes.

c d der Richtung nach parallel mit 1 e.

$1\,d = \sqrt{2\,g \times 0{\cdot}3} = 2{\cdot}42^m$, $1\,I = a$, senkrecht auf 1 d.

$1{,}2 = 2{,}3 = 3{,}4 \ldots = 0{\cdot}4\,a$.

Die Punkte I, II, III... liegen so, dass die geraden Linien I 1, II 2, III 3... alle denselben aus dem Mittelpunkte des Rades beschriebenen Kreis berühren, und es ist:

$$2\,II = 3\,III = 4\,IV \ldots = 1\;\;I = a$$

Die Anzahl der erforderlichen Coulissen wird bestimmt, wie bei dem Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf angedeutet wurde, nur muss hier bei der Berechnung der Wasserquantitäten statt des dort angewendeten Coeffizienten 0·4, 0·75 genommen werden. Auch sind nach oben hin noch so viele Coulissen hinzuzufügen, als der Differenz zwischen dem höchsten und tiefsten Wasserstand im oberen Kanal entspricht.

195.

Das oberschlächtige Rad. Taf. XXXIII, Fig. 5.

(Siehe auch des Verfassers „Maschinenbau“, II. Band, Taf. V, Fig. 2 und 3.)

Der äussere Umfang des Rades wird von dem höchsten Wasserstand im unteren Kanal berührt.

Tiefe des Punktes a unter dem niedrigsten Wasserstand im oberen Kanal gleich $4\,\frac{v^2}{2\,g}$.

$a\,a_1 = e$ die Zellentheilung, $a_1\,1 = \frac{1}{4}\,e$, 1 f g gerade radiale Linie, $1\,f = f\,g = \frac{1}{2}\,a$.

Wenn die äusseren Zellenwände auffallend convergirend erscheinen, muss f a schwach gekrümmt werden. Wenn die Zellenwände von Blech gemacht werden, ist für dieselben eine durch a, f, g gehende stetig krumme Linie anzunehmen.

a d der Richtung nach tangirend an dem äusseren Umfang des Rades, der Grösse nach = v.

a c der Richtung nach die Tangente an dem Punkt a der Zellenwand a f, d b der Richtung nach parallel mit a c; a b der Grösse nach gleich 2 v.

Nach der Richtung b a muss das Wasser bei a ankommen, um ohne Stoss gegen die Zellenwände in das Rad eintreten zu können. a e parabolische Einlauffläche; dieselbe wird bei a von a b berührt. e Scheitel der Parabel.

Horizontalabstand der Punkte a und e gleich . $\overline{aj}\ \sin 2(bad)$

Vertikalabstand der Punkte a und e gleich . . $\overline{aj}\ \sin^2(bad)$

196.

Regeln für die Berechnung und Verzeichnung des Poncelet-Rades.
Taf. XXXII, Fig. 2.

(Siehe auch des Verfassers „Maschinenbau", II. Band, Taf. V, Fig. 1.)

O Mittelpunkt des Rades.

Halbmesser des Rades . . . . $R = 2H$

Spielraum zwischen Rad und Gerinne . . $= 0{\cdot}015$ bis $0{\cdot}02$ Mr.

Winkel, welche dem bogenförmigen Theil des Gerinnes entsprechen: B O C = C O D . $= 15^0$

Neigung der schiefen Ebene A B gegen den Horizont . . . . $= 3^0$

Dicke der Wasserschichte unmittelbar vor dem Rade . . . . $= 0{\cdot}19\,H$

E F parallel mit A B.

F G Horizontallinie, deren Verlängerung den Wasserstand im unteren Kanal bestimmt.

Höhe des Wasserspiegels m n über dem Punkt F $= H$

N L der mittlere Wasserfaden. L M senkrecht auf N L.

U T Höhe der Radkrone . . . . $= 0{\cdot}509\,H$

L M Krümmungshalbmesser für die Schaufeln $= 0{\cdot}711\,H$

Anzahl der Radschaufeln . . . . $= 42$

Breite des Rades . . . . $b = 5{\cdot}26\ \dfrac{Q}{H\sqrt{2gH}}$

Tiefe des Wassers im Abflusskanal unmittelbar hinter dem Rade . . . . $= 0{\cdot}6\,H$

Umfangsgeschwindigkeit des Rades . . . . $v = 0{\cdot}55\,\sqrt{2gH}$ *)

Regeln für den Bau der Wasserräder.

197.

Eintheilung der Räder nach ihrer Bauart.

Die Wasserräder können nach ihrer Bauart in folgende Classen eingetheilt werden:

1) Räder mit steifen Armen, durch welche der den Schaufeln oder Zellen mitgetheilte Effekt in die Radwelle und durch diese auf die Transmission übertragen wird.
2) Räder mit steifen Armen und mit einem an die Radarme oder an die Radkränze befestigten Zahnkranze, von welchem aus der dem Rade mitgetheilte Effekt an die Transmission übergeben wird.
3) Räder mit dünnen schmiedeisernen, stangenartigen Armen

---

*) Passende Verhältnisse für das Poncelet-Rad liefern u. A. auch folgende Regeln:

Spielraum zwischen Rad und Gerinne . . . . $= 0{\cdot}015$ Mtr.

Halbmesser des Rades . . . . $R = 2\,H$

Kranzbreite (Tiefe des Rades) . . . . $a = \frac{2}{3}\,H$

Radbreite . . . . $b = 6\,\frac{Q}{H\sqrt{2\,g\,H}}$

Dicke der Wasserschichte vor dem Rade . . . . . . $= \frac{1}{6}\,H$

Krümmungshalbmesser der Schaufeln . . . . $= \frac{1}{2}\,H$

Neigung der schiefen Ebene A B gegen den Horizont . . $= 3^0$

Winkel zwischen der Lothrechten O C und dem zum mittleren Eintrittspunkt L gezogenen Halbmesser . . $C\,O\,L = 18^0$

Winkel, unter welchem der Umfang des Rades von den Schaufeln geschnitten wird . . . . $\beta = 30^0$

Umfangsgeschwindigkeit des Rades . . . . $v = 0{\cdot}5\,\sqrt{2\,g\,H}$

Anzahl der Schaufeln, wachsend mit der Grösse des Rades $i = 32$ bis 48.

Unter solchen Umständen kann der Wirkungsgrad des Rades gesetzt werden:

$$\frac{N_n}{N_a} = \eta = 0{\cdot}76 - \frac{0{\cdot}05}{H} - \frac{i}{800} - 0{\cdot}0055\sqrt{\frac{N_n}{H}}$$

und es ergibt sich damit:

$$Q = \frac{0{\cdot}075}{\eta}\,\frac{N_n}{H}.$$

G.

und mit einem an die Radkränze befestigten Zahnkranz, welcher den Effekt an die Transmission abgibt.

4) Räder mit einem in der Mitte befindlichen Zahnkranz.

5) Räder (von grosser Breite und bedeutender Kraft) mit zwei Zahnkränzen; auf jeder Seite des Rades einer derselben.

198.

Kräfte, welchen die einzelnen Theile der Räder zu widerstehen haben.

1) Ist das Rad nach der ersten Art gebaut, und hat es z. B. drei Armsysteme, so überträgt jedes Armsystem $\frac{1}{3} N_n$ nach der Welle herein. Das erste Wellenstück a b, Taf. XXXII, Fig. 1, überträgt $\frac{1}{3} N_n$, das zweite Stück b c: $\frac{2}{3} N_n$, die Fortsetzung c d die ganze Kraft N_n, und es geschieht diese Uebertragung in der Welle durch Torsion.

2) Soll das Rad nach der zweiten Art und mit drei Armsystemen erbaut werden, Taf. XXXII, Fig. 3, so überträgt jedes der Armsysteme A und B $\frac{1}{3} N_n$ nach der Welle herein; das Armsystem C überträgt $\frac{2}{3} N_n$ nach dem Zahnkranz hinaus, das Wellenstück a b ist durch $\frac{1}{3} N_n$, das Wellenstück b c durch $\frac{2}{3} N_n$ auf Torsion in Anspruch genommen.

3) Ein Rad, das nach der dritten Art erbaut und mit radialen, so wie auch mit Diagonal- und mit Umfangsstangen versehen ist, gibt die Kraft direkt an den Zahnkranz ab. Die Radialarme und die Welle haben nur das Gewicht des Rades zu tragen; die Diagonalstangen schützen gegen Seitenschwankungen; die Umfangsstangen übertragen die Kraft, welche der einen Seite des Rades mitgetheilt wird, nach dem Zahnkranz.

4) Ist ein Rad nach der vierten Art erbaut, und sind die Radkronen mit dem mittleren Zahnkranz durch Umfangsstangen oder durch Traversen verbunden, so haben die Arme und die Welle nur das Gewicht der ganzen Construction zu tragen.

5) Ist ein Rad nach der fünften Art erbaut, so haben wiederum die Arme und die Welle nur das Gewicht des Baues zu tragen, vorausgesetzt, dass die Zwischenkränze, wenn solche

vorhanden sind, durch Umfangsstangen mit den äussern Kränzen verbunden sind.

Diese Bemerkungen sind um so richtiger, je genauer (bei Rädern mit Zahnkränzen) der Kolben, d. i. das mit dem Zahnkranz im Eingriff stehende Getriebe, in demjenigen Radius des Rades liegt, welcher durch den Schwerpunkt des im Rade enthaltenen Wassers geht.

Regeln für die wichtigsten Dimensionen.

199.

Zahnkranz.

Halbmesser des Zahnkranzes . . $= R_1$

Dicke eines Zahnes auf dem Theilriss gemessen . . . . $= z = 0{\cdot}086 \sqrt{\frac{75\, N_n}{v} \frac{R}{R_1}}$ Centim.

Breite des Kranzes . . . . . $= 5{\cdot}5\, z$ Centim.

Länge der Zähne nach dem Radius gemessen . . . . . . $= 1{\cdot}5\, z$ „

Theilung . . . . $= 2{\cdot}1\, z$ „

Gewöhnlich ist v ungefähr $1{\cdot}5^m$, und R_1 genau oder nahe $= R$, und dann wird die Dicke eines Zahnes . . . . $= 0{\cdot}6 \sqrt{N_n}$ Centim.

Breite, Länge, Theilung wie oben.

Die Zahndicke z und die Theilung $= 2{\cdot}1\, z$ sind schliesslich nöthigenfalls noch etwas zu modificiren so, dass die Anzahl der Zähne theilbar wird durch die Anzahl der Segmentstücke, aus welchen der Kranz besteht und welche gleich der Anzahl der Arme eines Armsystems zu nehmen ist.

200.

Eiserne Wellen.

Die Wellen oder Wellenstücke, welche auf Torsion in Anspruch genommen sind, dürfen nach der Regel bestimmt werden, die für Transmissionswellen im Allgemeinen gilt, nur muss man, wenn alle Theile den auf sie einwirkenden Kräften entsprechend construirt werden sollen, bei der Bestimmung jedes Wellenstückes nur die Pferdekraft in Rechnung bringen, welche das Wellenstück überträgt. Wellen, welche nur die Gewichte des Baues zu tragen haben, müssen nach den Regeln der respektiven Festigkeit construirt werden. Der Coeffizient der respektiven Festigkeit ist dabei im Allgemeinen = 300 zu nehmen.

Das Wellenstück von einem tragenden Zapfen bis zur nächsten Rosette wird immer nur auf respektive Festigkeit in Anspruch genommen, und es ist bei cylindrischer Form sein Durchmesser D an der Rosette (nach dem Zapfen hin darf er etwas abnehmen) nach der Formel zu berechnen:

$$D = d \sqrt[3]{\frac{l}{\frac{1}{2} c}}$$

worin d den Durchmesser, c = 1·2 d die Länge des Zapfens und l die Entfernung des Zapfenmittels von der Rosette bedeutet. Letztere soll immer so klein als möglich genommen werden.

Hat die Welle überhaupt nur zu tragen und ist sie mit dem Radkranz durch 2 Armsystème verbunden, so behält sie zwischen diesen denselben Durchmesser D, wobei es jedoch vorzuziehen ist, hier die cylindrische Form durch eine der Formen Taf. X, Fig. 3—5 mit gleichwerthigem Querschnitt zu ersetzen.

201.

Zapfen der Wasserradwelle.

Der Durchmesser eines Wasserradzapfens ist annähernd gleich $3 \sqrt{N_a}$ Centimeter.

Genau können die Zapfen erst bestimmt werden, nachdem das Rad entworfen und das Gewicht desselben berechnet worden ist.

Ist der Druck, welchen ein Zapfen auszuhalten hat, bestimmt und gleich P, so findet man den Durchmesser desselben vermittelst der Formel

$$0{\cdot}18 \sqrt{P} \text{ Centim.}$$

oder vermittelst der Tabelle Nr. 67.

202.

Hölzerne Wellen.

Der Durchmesser einer hölzernen Welle ist 5 Mal so gross zu nehmen als der Durchmesser des Wellzapfens.

203.

Radarme.

a) Steife eiserne. Diese sind nach der Regel zu construiren, welche Nr. 90, g. für die Arme von Transmissionsrädern aufgestellt wurde.

Nennt man nämlich:

d den Durchmesser, welchen eine Transmissionswelle haben muss, welche so schnell umgeht wie das Wasserrad, und die so viel Effekt überträgt wie das Armsystem, von welchem die Dimensionen eines Armes bestimmt werden sollen,

h die Höhe eines Armes (am Mittelpunkt der Welle und senkrecht auf die Längenrichtung des Armes gemessen),

b die Dicke desselben,

$\mathfrak{N}$ die Anzahl der Arme des Armsystems, so hat man hier, wie bei den Transmissionsrädern:

$$\frac{h}{d} = \frac{1{\cdot}7}{\sqrt[3]{\mathfrak{N}}} \qquad b = \frac{1}{5} h$$

Für $\mathfrak{N}$ =	4	6	8	10	12
wird $\frac{h}{d}$ =	1·07	0·94	0·85	0·79	0·74

Dabei kann $\mathfrak{N} = 2\,(R + 1)$ resp. der zunächst kommenden ganzen Zahl gleich genommen und die Zahl der Armsysteme bis zn 2·5 Meter Radbreite = 2, bei grösserer Breite = 3 genommen werden.

b) Steife hölzerne Arme. Die Höhe dieser Arme bestimme man genau so, wie wenn die Arme von Eisen wären, die Dicke dagegen nehme man $= \frac{5}{7}$ h.

Diese beiden Regeln beziehen sich auf Arme, die auf respective Festigkeit in Anspruch genommen sind, gelten also für Räder nach der ersten und zweiten Bauart.

c) Dünne schmiedeiserne Tragarme für Räder nach der dritten, vierten und fünften Bauart.

Durchmesser eines radialen Armes*) . $d = 0{\cdot}65 \sqrt{N_a}$

*) Ist G das Gewicht der äusseren Theile des Rades, und sind die radialen Arme so stark angezogen, dass in der höchsten Lage ihre Spannung = Null ist und sie dadurch eben der Gefahr der Verbiegung entzogen sind, so ist ihre grösste Spannung in der tiefsten Lage

$$= \frac{4}{\mathfrak{N}}\,G = \frac{1600}{\mathfrak{N}}\,N_a$$

wenn mit Redtenbacher G = 400 Kilogr. per Pferdekraft des absoluten Effekts gesetzt wird. Damit ergibt sich, wenn $\mathfrak{S}$ die zugelassene grösste Spannungsintensität bedeutet:

$$d = \sqrt{\frac{6400}{\pi \mathfrak{S} \mathfrak{N}}}\,\sqrt{N_a}$$

Durchmesser einer Diagonalstange . . $= 0{\cdot}75\ d$
Durchmesser einer Umfangsstange . . $= 0{\cdot}6\ d$

204.

Rosetten.

Nennt man d den Durchmesser des Wasserradzapfens, h die grössere von den Querschnittsdimensionen eines Radarms, so ist:

A) die Länge einer Armhülse an der Rosette
   a) für Räder mit steifen Armen, nach Bauart 1 und 2, $= 2h$ bis $2{\cdot}4\ h$;
   b) für Räder mit hölzernen Tragarmen, nach Bauart 3, 4, 5 $= 4\ h$;
   c) für Räder mit schmiedeisernen Tragarmen gleich 6 Stangen-Durchmessern.

B) Metalldicke der Rosettenhülse, welche zum Aufkeilen der Rosette dient, $= \frac{1}{3} d + 0{\cdot}5$.

C) Länge dieser Hülse $= 1{\cdot}2\ d$ bis $1{\cdot}6\ d$.

205.

Kegelkränze.

Radiale Dimension eines Kegelkranzes sowohl für Eisen als auch für Holz . . . . $\frac{1}{3} a$

Dicke des Kranzes		
	für Holz	$\frac{1}{3} a$
	für Eisen	$\frac{1}{20} a$

106.

Radkränze für Zellenräder.

Hölzerne Kränze		
	Dicke der inneren Felgen	$\frac{a}{6}$
	Dicke der äusseren Felgen	$\frac{a}{7}$

Für $\mathfrak{N} = 8$ stimmt diese Formel mit der obigen Regel $d = 0{\cdot}65 \sqrt{N_a}$ überein, wenn $\mathfrak{S} = 600$ gesetzt wird; für andere Werthe von $\mathfrak{N}$ aber erhält man:

$$d = 0{\cdot}65 \sqrt{\frac{8}{\mathfrak{N}} N_a} = 1{\cdot}84 \sqrt{\frac{N_a}{\mathfrak{N}}}$$

G.

Eiserne Seitengetäfer, Dicke derselben . . . . $\frac{a}{25}$ bis $\frac{a}{20}$

207.

Schaufel- und Zellenbretter.

Dicke der hölzernen Schaufelbretter . . . . $\frac{a}{14}$ bis $\frac{a}{11}$

Dicke des Kübelbodens . . . . $\frac{a}{8}$

Dicke der äusseren Kübelwand	in der Mitte von a	$\frac{a}{8}$
	am Umfang des Rades	$\frac{a}{10}$

208.

Radboden.

Dicke des Radbodens bei Schaufelrädern . . . . $\frac{a}{15}$ bis $\frac{a}{11}$

Dicke des Radbodens bei Kübelrädern . . . . $\frac{a}{7}$

209.

Gerinnboden *).

Dicke der Gerinnböden . . . . $\frac{a}{10}$

Regeln zur Berechnung des Nutzeffektes der älteren Wasserräder.

Das unterschlächtige Rad.

210.

Wasserverluste.

Um den Nutzeffekt eines unterschlächtigen Rades zu berechnen, müssen zuerst die Wassermengen bestimmt werden, welche zwischen

*) Einige Darstellungen von Detailconstructionen der in den vorhergehenden Nummern besprochenen Theile von Wasserrädern siehe Redtenbachers „Maschinenbau“, II. Band, Taf. VIII und IX. G.

den Schaufeln und unter dem Rade wirkungslos entweichen. Es ist die Wassermenge q_1, welche in jeder Sekunde zwischen den Schaufeln durchgeht, ohne gegen dieselben zu wirken,

a) wenn der Boden des Zuflusskanals und jener des Abflusskanals eine fortlaufende gerade Linie bilden:

$$q_1 = \frac{1}{24}\, b\, \frac{e^2}{R}\left(\frac{V}{V-v}\right)^2 V \quad \ldots \quad \text{wenn}\ \frac{Q}{bV} > \frac{e^2}{8R}\left(\frac{V}{V-v}\right)^2$$

$$q_1 = Q \;\; 1 - \frac{4}{3}\,\frac{1}{e}\,\frac{V-v}{V}\sqrt{\frac{2RQ}{bV}}\Big) \;\text{wenn}\ \frac{Q}{bV} < \frac{e^2}{8R}\left(\frac{V}{V-v}\right)^2$$

$$q_1 = \frac{1}{3}\, Q \quad \ldots\ldots\ldots \quad \text{wenn}\ \frac{Q}{bV} = \frac{e^2}{8R}\left(\frac{V}{V-v}\right)^2$$

b) wenn im Abflusskanal Boden und Wasserspiegel tiefer liegen, als im Zuflusskanal:

$$q_1 = Q\left(1 - \frac{2}{3}\,\frac{1}{e}\,\frac{V-v}{V}\sqrt{\frac{2RQ}{bV}}\right) \text{wenn}\ \frac{Q}{bV} < \frac{e^2}{2R}\left(\frac{V}{V-v}\right)^2$$

$$q_1 = \frac{1}{6}\, b\, \frac{e^2}{R}\left(\frac{V}{V-v}\right)^2 V \quad \ldots \quad \text{wenn}\ \frac{Q}{bV} > \frac{e^2}{2R}\left(\frac{V}{V-v}\right)^2$$

$$q_1 = \frac{1}{3}\, Q \quad \ldots\ldots\ldots \quad \text{wenn}\ \frac{Q}{bV} = \frac{e^2}{2R}\left(\frac{V}{V-v}\right)^2$$

c) wenn der Boden des Zuflusskanals mit einem über zwei Schaufeltheilungen sich erstreckenden gekrümmten Theil versehen ist:

$$q_1 = 0$$

Es ist ferner die Wassermenge q_2, welche in 1 Sekunde durch den Spielraum des Rades im Gerinne entweicht,

a) bei einem geradlinig fortlaufenden Gerinne:

$$q_2 = b\, V\left(\varepsilon + \frac{e^2}{16R}\right)\sqrt{1 - \frac{2g}{V^2}\,\frac{Q}{b\,v}}$$

b) wenn der Boden des Abflusskanals tiefer liegt, als jener des Zuflusskanals:

$$q_2 = b\, V\left(\varepsilon + \frac{e^2}{16R}\right)$$

c) wenn der Boden des Zuflusskanals mit einem über zwei Schaufeltheilungen sich erstreckenden gekrümmten Theil versehen ist:

$$q_2 = 0$$

211.

Nutzeffekt des unterschlächtigen Rades.

Hat man nach den so eben gegebenen Regeln die Wasserverluste q_1 und q_2 berechnet, so findet man den Nutzeffekt durch folgenden Ausdruck:

$$E_n = \frac{1000}{2g}(Q - q_1 - q_2)\left[2v(V - v) - \frac{3Qv}{bR}\right]$$
$$- 0.118\ i\ a\ b\ v^3 - 0.8\ n\ f\ N_n \sqrt{N_n}$$

Für den Nutzeffekt N_n darf man 0·35 N_a in Rechnung bringen.

212.

Nutzeffekt des Kropfrades, des Schaufelrades mit Ueberfall-Einlauf und des Schaufelrades mit Coulissen-Einlauf.

Man findet den Nutzeffekt dieser Räder vermittelst folgender Formel:

$$E_n = 1000\ QH - 1000\ Q\left[\frac{V^2}{2g} + \frac{1}{2}h - \frac{v(V\cos\delta - v)}{g}\right]$$
$$- 1000\ Q\left[\frac{e}{2}\sin\gamma + c\sin(\gamma - \beta) - s\right]$$
$$- 1000\ \varepsilon\ b\sqrt{2ge}\left(H - \frac{V^2}{2g}\right)\left(0.43 + 0.26\frac{Q}{abv}\right)$$
$$- 0.188\ i\ a\ b\ v^3$$
$$- 0.366\ b\ S\ v^3$$
$$- 0.8\ n\ f\ N_n\sqrt{N_n}$$

Das erste von den negativen Gliedern gibt den Effektverlust, welcher beim Eintritt des Wassers durch seine relative Geschwindigkeit gegen das Rad, und den Effektverlust, welcher beim Austritt durch die Geschwindigkeit des Rades und durch den Wasserstand im untern Kanal entsteht.

Das zweite negative Glied gibt den Effektverlust, welcher beim Eintritt durch die Schaufeltheilung, durch die Füllung und durch die Form der Schaufeln entsteht. Die Höhe s des Schwerpunktes der Wassermenge muss aus der Zeichnung des Rades entnommen werden.

Das dritte negative Glied bestimmt den Effektverlust durch das Entweichen des Wassers am Umfang des Rades,

das vierte Glied den Verlust durch Luftwiderstand,

das fünfte Glied den Verlust durch Wasserreibung,

das sechste Glied den Verlust durch Zapfenreibung.

Für N_n ist in dem letzten Glied zu setzen 0·5 N_a.

213.

Nutzeffekt des rückschlächtigen Zellenrades mit Coulissen-Einlauf und mit Radgerinne.

Man findet den Nutzeffekt dieses Rades durch folgenden Ausdruck:

$$E_n = 1000\, Q\, H - 1000\, Q \left[\frac{V^2}{2g} + \frac{1}{2}\, h - \frac{v\,(V \cos\delta - v)}{g}\right]$$

$$- 1000\, Q \left| \frac{e}{2} \sin\gamma + c \sin(\gamma - \beta) - s \right|$$

$$- 464\, \varepsilon \sqrt{2\, g\, e}\; R\, \frac{Q}{a\, v}$$

$$- 0{\cdot}366\, b\, S\, v^3$$

$$- 0{\cdot}8\, n\, f\, N_n \sqrt{N_n}$$

Die negativen Glieder dieses Ausdruckes haben die gleiche Bedeutung wie bei den vorhergehenden Rädern, nur fehlt in dem vorliegenden Fall das Glied, welches im vorhergehenden Falle den Einfluss des Luftwiderstandes ausdrückt.

214.

Nutzeffekt des oberschlächtigen Rades.

Zur Berechnung des Nutzeffektes eines oberschlächtigen Rades dient folgender Ausdruck:

$$E_n = 1000\, Q\, H - 1000\, Q \left[\frac{V^2}{2g} + h - \frac{v\,(V \cos\delta - v)}{g}\right]$$

$$- 1000\, Q\, a \left(1 - \frac{1}{2}\, \frac{Q}{a\, b\, v}\right)$$

$$- 1000\, Q\, R \left(0{\cdot}50 - 0{\cdot}07\, \frac{a\, b\, v}{Q}\right) - 0{\cdot}8\, n\, f\, N_n \sqrt{N_n}$$

SIEBENTER ABSCHNITT.

Turbinen.

Die Turbine von Jonval
mit zwei über einander liegenden Rädern.
Tafel XXXIV.

215.

Allgemeine Regeln zur Berechnung der Hauptabmessungen.

Fig. 1. B. Abwickelung des Schnittes am inneren Umfang des Rades. Diese wird erhalten, wenn man das Leitrad und das Turbinenrad mit einem Cylinder schneidet, dessen Halbmesser mit dem innern Halbmesser der beiden Räder übereinstimmt, und sodann den Schnitt in eine Ebene ausbreitet.

Fig. 1 A. Abwickelung des mittleren Schnittes. Diese wird erhalten, wenn man das Leitrad und das Turbinenrad mit einem Cylinder schneidet, dessen Halbmesser gleich ist dem arithmetischen Mittel $R = \frac{R_1 + R_2}{2}$ aus dem äusseren und inneren Halbmesser des Turbinenrades, und sodann den Schnitt in eine Ebene ausbreitet.

Fig. 2. Durchschnitt des Leitrades und des Turbinenrades mit einer durch die Axe derselben gelegten Ebene.

Für die Berechnungen der Hauptdimensionen dienen folgende Bezeichnungen:

H das Gefälle, gemessen vom Spiegel des Unterwassers bis zum Spiegel des Oberwassers;

Q die Wassermenge in Kubikmetern, welche in jeder Sekunde auf das Rad wirkt;

α, Fig. 1. A, der mittlere Winkel, welchen die Leitschaufeln mit der unteren Ebene des Leitrades bilden;

β der mittlere Winkel, unter welchem die Radschaufeln an der oberen Ebene des Turbinenrades beginnen;

k der Contraktions-Coeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Leitrades;

k_1 der Contraktions-Coeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Turbinenrades;

U Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades austritt;

R_2 der innere . . . .
R_1 der äussere . . . .
$R = \frac{1}{2}(R_2 + R_1)$ der mittlere
} Halbmesser des Rades, Fig. 2;

i, i_1 die Anzahl der Leitschaufeln und die Anzahl der Radschaufeln;

$\varepsilon, \varepsilon_1$ Metalldicke der Leitschaufeln und der Radschaufeln;

s, s_1, Fig. 1. A, mittlere Weite der Mündungen der Leit- und der Radkanäle;

v vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes am Umfange des Kreises vom Halbmesser R;

n vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Turbinenrades per 1 Minute;

N_n Nutzeffekt in Pferdekräften à 75 Kilogramm-Meter, welchen die Turbine entwickeln soll.

Zur Berechnung aller Hauptdimensionen dienen nun folgende Regeln.

a) Wassermenge, welche in jeder Sekunde auf das Rad wirken soll:

$$Q = 0{\cdot}107 \frac{N_n}{H} \text{ Kubikm.}$$

b) Die Winkel α und β können innerhalb gewisser Grenzen willkürlich genommen werden; in den meisten Fällen darf man nehmen:

$$\alpha = 24^0$$
$$\beta = 66^0$$

c) Das untere Ende der Leitschaufeln soll zur Vermeidung von schädlichen Räumen geradlinig gemacht werden, und dann ist zu setzen:

$$k = 1$$

d) Aus dem Rade darf das Wasser mit schwacher Convergenz austreten, so dass man nehmen darf:

$$k_1 = 0{\cdot}9$$

e) Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades austritt:

$$U = \sqrt{g H \frac{\sin \beta}{\cos \alpha \sin (\alpha + \beta)}}$$

f) Verhältnisse zwischen den Halbmessern R, R_1, R_2. In der Regel darf man nehmen:

$$R_2 = \frac{2}{3} R_1 \qquad R = \frac{5}{6} R_1$$

g) Anzahl der Leitschaufeln. In der Regel ist zu nehmen:

$$i = 16$$

h) Anzahl der Radschaufeln. In der Regel ist zu nehmen:

$$i_1 = 24$$

i) Metalldicke der Leitschaufeln und der Radschaufeln. Man darf nehmen:

$$\varepsilon = \varepsilon_1 = \frac{1}{40} R = 0{\cdot}025 R$$

falls, wie gewöhnlich, die Schaufeln nur innen an dem Radkörper befestigt sind, aussen aber unverbunden bleiben, widrigenfalls die Dicken ε und ε_1 entsprechend kleiner genommen werden dürfen.

Die Schaufeln sind von Blech zu machen, wenn R kleiner als $0{\cdot}4^m$, und von Gusseisen, wenn R grösser als $0{\cdot}4^m$ ist.

k) Der äussere Halbmesser des Rades:

$$R_1 = \sqrt{\left\{\frac{Q}{U k \left[1 - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\right] \pi \sin \alpha \left(1 - \frac{i}{2 \pi \sin \alpha} \frac{\varepsilon}{R} - \frac{i_1}{2 \pi \sin \beta} \frac{\varepsilon_1}{R}\right)}\right\}}$$

l) Wahre untere Weite der Leitkanäle, in der Abwicklung des mittleren Schnittes gemessen, Fig. 1. A.

$$s = R \left(\frac{2 \pi \sin \alpha}{i} - \frac{\varepsilon}{R}\right)$$

m) Wahre untere Weite der Radkanäle, in der Abwicklung des mittleren Schnittes gemessen:

$$s_1 = R\left[\frac{2\pi \sin\alpha}{i_1} - \left(\frac{i}{i_1}\frac{\varepsilon}{R} + \frac{\varepsilon_1}{R}\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}\right)\right]\frac{k}{k_1}\frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)}$$

n) Vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes am Umfange des Kreises vom Halbmesser R:

$$v = 0{\cdot}774\sqrt{g H \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta\cos\alpha}}$$

o) Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Turbinenrades per 1 Minute:

$$n = 9{\cdot}55\,\frac{v}{R}$$

p) Höhe des Turbinenrades . . . . $= 0{\cdot}5\,R$

q) Höhe des Leitrades . . . . $= 0{\cdot}6\,R$

r) Abstand der unteren Ebene des Leitrades von der oberen Ebene des Turbinenrades höchstens $= \frac{R}{50}$

s) Halbmesser des Mantels, welcher das Turbinenrad umgibt . . . . $= R_1 + \frac{R}{50}$

t) Höhe der Ausflussöffnung aus dem Cylindermantel:

1. wenn die Ausströmung ringsum stattfindet . $= \frac{1}{2} R_1$
2. wenn die Ausströmung einseitig und auf eine Breite $2 R_1$ stattfindet . . . . $= \frac{\pi}{2} R_1$

u) Breite des Abflusskanals, da wo die Turbine aufgestellt ist . . . . $= 4 R_1$

216.

Spezielle Formeln zur Berechnung der Abmessungen Jonval'scher Turbinen für gewöhnliche Wasserkräfte.

Ist das Gefälle nicht zu gross und die Wassermenge nicht zu klein, handelt es sich also um die Benutzung einer normalen Wasserkraft, so darf man für die innerhalb gewisser Grenzen willkürlichen Grössen α, β, k, k_1, $\frac{R_2}{R_1}$, $\frac{\varepsilon}{R}$, $\frac{\varepsilon_1}{R}$, i, i_1 diejenigen Werthe anneh-

men, welche in vorhergehender Nummer angegeben wurden, und dann erhält man zur Berechnung aller Hauptabmessungen folgende einfache Formeln:

Wassermenge, welche in 1″ auf das Rad wirken muss . . . . $Q = 0\cdot107 \frac{N_n}{H}$

Mittlerer Winkel, welchen die Leitschaufeln mit der unteren Ebene des Rades bilden . $\alpha = 24^0$

Mittlerer Winkel, unter welchem die Radschaufeln an der oberen Ebene des Rades beginnen . . . . $\beta = 66^0$

Contraktions-Coefficient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Leitrades . $k = 1$

Contraktions-Coefficient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Turbinenrades $k_1 = 0\cdot9$

Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades austritt . . . $U = 0\cdot707 \sqrt{2\,g\,H}$

Anzahl der Leitschaufeln . . . . $i = 16$

Anzahl der Radschaufeln . . . . $i_1 = 24$

Metalldicke der Leit- und Radschaufeln $\varepsilon = \varepsilon_1 = \frac{R}{40}$

Aeusserer Halbmesser des Turbinenrades $R_1 = 1\cdot380 \sqrt{\frac{Q}{U}}$

Innerer Halbmesser des Rades . . . . . $R_2 = \frac{2}{3} R_1$

Mittlerer Halbmesser des Rades . . . . $R = \frac{5}{6} R_1$

Weite der Kanäle des Leitrades . . . . . . $s = 0\cdot135\,R$

Weite der Kanäle des Turbinenrades . . . $s_1 = 0\cdot080\,R$

Vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes am Umfange des Kreises vom Halbmesser R $v = 0\cdot600 \sqrt{2\,g\,H}$

Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Turbinenrades in 1 Minute . . . . $n = 9\cdot55 \frac{v}{R}$

Höhe des Turbinenrades . . . . $= 0\cdot5\,R$

Höhe des Leitrades . . . . $= 0\cdot6\,R$

Abstand der unteren Ebene des Leitrades von der oberen Ebene des Turbinenrades höchstens . . . . $= \frac{R}{50}$

Halbmesser des Mantels, welcher das Turbinenrad umgibt . . . . $= 1\cdot22\,R$

13.

Höhe der Ausflussöffnung aus dem Cylinder-Mantel:

1) wenn die Ausströmung ringsum stattfindet . . . . $= \frac{1}{2} R_1$

2) wenn die Ausströmung einseitig und auf eine Breite $2 R_1$ stattfindet . . . $= \frac{\pi}{2} R_1$

Breite des Abflusskanals, da wo die Turbine aufgestellt ist . . . . $= 4 R_1$

217.

Verzeichnung der Schnitte. Fig. 1 und 2.

Für die Anfertigung der Räder ist es nothwendig, dass diese Schnitte im natürlichen Maasstab verzeichnet werden; die folgenden Bemerkungen werden hiezu behülflich sein.

Die Verzeichnung des Schnittes Fig. 2 bedarf keiner Erklärung, denn es ist hiebei nur nothwendig, die berechneten Dimensionen, welche in diesem Schnitt erscheinen, aufzutragen.

Für die Verzeichnung des Schnittes Fig. 1, A ist zu berücksichtigen: $\overline{c\,c} = \frac{2 R \pi}{i}$, $\overline{f\,f} = \frac{2 R \pi}{i_1}$, $\overline{b\,a} = 0{\cdot}80\,R$, $\overline{f\,g} = 0{\cdot}55\,R$, c o geradlinig, o a krummlinig tangirend an o c, f h stetig krummlinig oder ein Kreisbogen, dessen Halbmesser gleich 0·9 R.

Die Verzeichnung des Schnittes Fig. 1, B geschieht wie folgt: Man berechne $\overline{c_1\,c_1} = \overline{a_1\,a_1} = \frac{2 R_2 \pi}{i}$, $\overline{f_1\,f_1} = \overline{h_1\,h_1} = \frac{2 R_2 \pi}{i_1}$, $\overline{a_1\,b_1} = \overline{a\,b}\,\frac{R_2}{R}$, $\overline{f_1\,g_1} = \overline{f\,g}\,\frac{R_2}{R}$. Theile a b, $a_1\,b_1$, g f, $g_1\,f_1$ in 5 gleiche Theile, ziehe durch die Theilungspunkte Vertikallinien, sodann durch die Punkte m, n, o, p, i, k, l, q Horizontallinien, so schneiden diese in m_1, n_1, o_1, p_1, i_1, k_1, l_1, q_1 ein, und man hat hiedurch einzelne Punkte der Linien $a_1\,c_1$ und $f_1\,h_1$.

218.

Spezielle Formeln zur Berechnung der Abmessungen Jonval'scher Turbinen für ungewöhnliche Wasserkräfte.

Ist das Gefälle so gross und die Wassermenge so klein, dass nach den in Nr. 216 aufgestellten Regeln die Umdrehungsgeschwindigkeit der Turbine bedenklich gross ausfällt, so muss man

für α einen etwas kleineren (z. B. $\alpha = 15^0$) und für $\frac{R_2}{R_1}$ einen etwas grösseren Werth $\left(\text{z. B. } \frac{R_2}{R_1} = \frac{5}{7}\right)$ in Rechnung bringen, und dann geben die in Nr. 215 aufgestellten Formeln folgende Regeln:

Wassermenge, welche in einer Sekunde auf das Rad wirken muss	$Q = 0{\cdot}107 \frac{N_n}{H}$
Mittlerer Winkel, welchen die Leitschaufeln mit der unteren Ebene des Rades bilden .	$\alpha = 15^0$
Mittlerer Winkel, unter welchem die Radschaufeln an der oberen Ebene des Rades beginnen	$\beta = 66^0$
Contraktions-Coeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Leitrades .	$k = 1$
Contraktions-Coeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Turbinenrades	$k_1 = 0{\cdot}9$
Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades austritt . . .	$U = 0{\cdot}692 \sqrt{2\,g\,H}$
Anzahl der Leitschaufeln	$i = 16$
Anzahl der Radschaufeln	$i_1 = 24$
Metalldicke der Leit- und Radschaufeln .	$\varepsilon = \varepsilon_1 = \frac{R}{40}$
Aeusserer Halbmesser des Turbinenrades .	$R_1 = 1{\cdot}966 \sqrt{\frac{Q}{U}}$
Innerer Halbmesser des Turbinenrades . .	$R_2 = \frac{5}{7} R_1$
Mittlerer Halbmesser des Turbinenrades . .	$R = \frac{6}{7} R_1$
Weite der Kanäle des Leitrades	$s = 0{\cdot}077\,R$
Weite der Kanäle des Turbinenrades . . .	$s_1 = 0{\cdot}045\,R$
Vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes am Umfange des Kreises vom Halbmesser R	$v = 0{\cdot}579 \sqrt{2\,g\,H}$
Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen der Turbine in 1 Minute	$n = 9{\cdot}55 \frac{v}{R}$
Höhe des Turbinenrades	$= 0{\cdot}5\,R$
Höhe des Leitrades	$= 0{\cdot}6\,R$
Abstand der unteren Ebene des Leitrades von der oberen Ebene des Turbinenrades höchstens	$= \frac{R}{50}$

219.

Partial-Turbinen.

Ist das Gefälle so bedeutend und die Wassermenge so gering, dass selbst die Annahmen $\alpha = 15^0$, $\frac{R_2}{R_1} = \frac{5}{7}$ eine unzulässig grosse Umdrehungsgeschwindigkeit geben, so muss man sich zur Herstellung einer Partial-Turbine entschliessen, obgleich in diesem Falle der Nutzeffekt minder günstig ausfällt als für eine Voll-Turbine *).

*) Auch bei mässigem Gefälle und nicht sehr kleiner Wassermenge kann die partielle Beaufschlagung der Turbine unter Umständen durch die Veränderlichkeit dieser Wassermenge oder des Bedarfs an Betriebsarbeit bedingt werden. Um dann zu machen, dass durch die nur partielle Beaufschlagung der Wirkungsgrad nicht erheblich herabgedrückt werde, ist die Turbine als sogenannte Actionsturbine, d. h. so zu construiren, dass in dem vom Leitrade zum Turbinenrade übertretenden Wasser fast das ganze Arbeitsvermögen, welches dem Gefälle H entspricht, nach Abzug des Arbeitsverlustes bis zu dieser Stelle, in Form von lebendiger Kraft enthalten ist. Dies ist der Fall, wenn in der Gleichung

$$\frac{U^2}{2g} = m H$$

der Coefficient m (die sogenannte Charakteristik) = 0·8 bis 0·9 gesetzt wird, während derselbe nach den Constructionsregeln in Nr. 216 und 218 nur höchstens = 0·5 ist, so dass das Wasser nicht minder durch seinen Pressungszustand, als durch seine lebendige Kraft treibend auf das Turbinenrad wirkt.

Auch kann man in solchem Falle bei kleineren Gefällen und grösseren Wassermengen Veranlassung haben, die radiale Dimension der Radkanäle von der Eintrittsstelle zur Austrittsstelle hin wachsen zu lassen, widrigenfalls es vorkommen kann, dass der Winkel α übermässig klein genommen werden müsste, um den Winkel γ genügend klein zu erhalten, den die Austrittsrichtung des Wassers mit der unteren Ebene (der Austrittsebene) des Rades bildet. Es sei

b diese radiale Dimension der Radkanäle an der Eintrittsstelle,

b_1 dieselbe an der Austrittsstelle,

s_1 die Weite der Radkanäle an der Eintrittsstelle,

während im Uebrigen auf die Buchstabenbezeichnung in Nr. 215 verwiesen wird.

Die hauptsächlichsten Dimensionen einer seitenschlächtigen Actionsturbine können nach folgenden Regeln bestimmt werden:

$$m = 0{\cdot}8 ; \; U = 3{\cdot}962 \sqrt{H}$$

Wird $b_1 = b$ gesetzt, so kann $\alpha = 12^0$ bis 15^0 genommen werden; ist es aber bei kleinem H und grossem Q wünschenswerth, dass α grösser sei, damit die Turbine nicht übermässig gross werde, so ist $b_1 > b$ bis zu $b_1 = 2\,b$ zu nehmen. Mit sonach angenommenen Werthen von α und $\frac{b}{b_1}$ findet man:

$$\cot\beta = -\cot\alpha + \frac{0{\cdot}95}{\sin 2\alpha}; \; \operatorname{tg}(\gamma) = \frac{b}{b_1}\,\frac{\sin 2\alpha}{0{\cdot}95}$$

Die Dimensionen einer solchen Partial-Turbine können ebenfalls nach den für Voll-Turbinen geltenden Regeln berechnet werden, wenn man in den Formeln für Q eine Wassermenge in Rechnung bringt, die m mal so gross ist als diejenige, welche wirklich in jeder Sekunde auf die Turbine zu wirken hat; dabei ist m die Zahl, welche ausdrückt, wie oftmal der Theil des Radumfanges, an

---

wo (γ) einen vorläufigen Näherungswerth von γ bezeichnet. Ferner ist die vortheilhafteste Geschwindigkeit des Rades im Abstande R von der Axe:

$$v = \frac{1{\cdot}882}{\cos\alpha}\sqrt{H}$$

Nimmt man nun vorläufig $\frac{b}{R} = \frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{2}$ (um so kleiner, je grösser H), so findet man mit vorläufigen Werthen von i und $\frac{\varepsilon}{R}$:

$$R = \sqrt{\frac{Q}{0{\cdot}9\left(2\pi\sin\alpha - i\frac{\varepsilon}{R}\right)\frac{b}{R}U}}$$

wofür auch ein nahe kommender abgerundeter Werth gesetzt werden kann. Den Umständen gemäss, besonders je nach der Grösse von R, können jetzt die Schaufelzahlen und Schaufeldicken

$$i = 16 \text{ bis } 20;\ i_1 = 24 - 30$$

$$\varepsilon \text{ und } \varepsilon_1 = \left(\frac{1}{40} - \frac{1}{80}\right) R$$

angenommen werden, und man findet dann weiter:

$$s = \frac{2\pi R}{i}\sin\alpha - \varepsilon;\ s_2 = \frac{2\pi R}{i_1}\sin\beta - \varepsilon_1;\ (s_1) = \frac{2\pi R}{i_1}\sin(\gamma) - \varepsilon_1$$

wo (s_1) einen vorläufigen Näherungswerth von s_1 bedeutet,

$$b = \frac{s_2 + \varepsilon_1}{s_2}\,\frac{Q}{i\,s\,U};\ b_1 = \frac{b_1}{b}\,b$$

Endlich ergeben sich corrigirte Werthe von γ und s_1 aus:

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{s}{s+\varepsilon}\,\frac{s_2}{(s_1)}\,\frac{\sin(\gamma)}{\sin\beta}\cdot\operatorname{tg}(\gamma);\ s_1 = \frac{2\pi R}{i_1}\sin\gamma - \varepsilon_1.$$

Bei einer solchen Actionsturbine, besonders wenn sie nur partiell beaufschlagt ist und im Unterwasser umläuft, ist es wichtig, dafür zu sorgen, dass alle Querschnitte der Radkanäle von regelmässig strömendem Wasser vollständig ausgefüllt werden. Dies geschicht bei Blechschaufeln durch die Anbringung sogenannter Rückschaufeln oder bei gegossenen Schaufeln durch die Wahl einer der Art veränderlichen Schaufeldicke, dass der Querschnitt des Radkanals im Wesentlichen constant $= b_1 s_1$ wird und nur gegen die Eintrittsstelle hin stetig in den hier etwas grösseren Querschnitt $= b\,s_2$ übergeht. G.

welchem Einströmung stattfinden soll, in dem ganzen Radumfang enthalten ist.

220.

Formeln zur Berechnung des Nutzeffektes von Jonval'schen Turbinen.

Um den Nutzeffekt einer *Jonval*'schen Turbine, deren Abmessungen gegeben sind, zu berechnen, sind nebst den in Nr. 215 zusammengestellten Bezeichnungen noch folgende nothwendig:

O Querschnitt des Rohres, durch welches das Wasser von dem Turbinenrad niederströmt,

ω Querschnitt der unteren Ausflussöffnung am Mantel,

γ der Winkel, den die Richtung, nach welcher das Wasser aus dem Rad tritt, mit der unteren Ebene desselben bildet,

$\varkappa$ Contraktions-Coeffizient für den Austritt des Wassers aus ω,

$x = \frac{v^2}{2gH}$

Man berechne zuerst folgende Ausdrücke:

$$\Omega = \left(2 R \pi \sin \alpha - i \varepsilon - i_1 \varepsilon_1 \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}\right) (R_1 - R_2)$$

$$\Omega_2 = \Omega \frac{\sin \beta}{\sin \alpha}$$

$$\Omega_1 = i_1 s_1 (R_1 - R_2)$$

$$m = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos \alpha + \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos \beta$$

$$n = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin \alpha - \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin \beta$$

$$M^2 = 1 + m^2 + n^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega \varkappa}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)^2 - 2 \sin \gamma \frac{\Omega_1 k_1}{O}$$

$$A = 1 - \frac{\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos \alpha + \cos \gamma\right) \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos \beta}{M^2}$$

$$B = \frac{\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos \alpha + \cos \gamma}{M}$$

$$C = \frac{\left(\frac{\Omega_1 \ k_1}{\Omega_2}\right)^2 \cos^2 \beta}{M^2}$$

$$D = \frac{\left(\frac{\Omega_1 \ k_1}{\Omega_2}\right) \cos \beta}{M^2}$$

und dann findet man für jede Geschwindigkeit des Rades

a) das Verhältniss zwischen dem in Kilgmtr. ausgedrückten Nutzeffekt E_n und dem absoluten Effekt 1000 QH der Wasserkraft für irgend einen Werth von x:

$$\frac{E_n}{1000 \, Q \, H} = -2 \, A \, x + 2 \, B \sqrt{x + C x^2}$$

b) das Verhältniss zwischen der Ausflussgeschwindigkeit U und der Geschwindigkeit $\sqrt{2 \, g H}$, welche dem Gefälle entspricht,

$$\frac{U}{\sqrt{2 g H}} = \frac{\Omega_1 \ k_1}{\Omega \ k} \left(D \sqrt{x} + \frac{\sqrt{1 + C x}}{M}\right)$$

Man findet ferner die vortheilhafteste Geschwindigkeit des Rades und den vortheilhaftesten Effekt durch folgende Ausdrücke:

$$(x)_{max.} = \frac{1}{2 C} \left\{ -1 + \frac{1}{\sqrt{1 - C \left(\frac{B}{A}\right)^2}} \right\}$$

$$\left(\frac{E_n}{1000 \, Q \, H}\right)_{max.} = \frac{A}{C} \left[1 - \sqrt{1 - C \left(\frac{B}{A}\right)^2} \right] \text{*)}$$

---

*) Es ist zu bemerken, dass bei den in dieser Nummer angegebenen Formeln nur diejenigen Arbeitsverluste berücksichtigt wurden, welche durch den Uebertritt des Wassers aus dem Leitrade in das Turbinenrad, durch den Austritt des Wassers aus Letzterem und durch die Geschwindigkeit des Wassers in dem Querschnitte $= x \omega$ der Ausflussöffnung verursacht werden; vernachlässigt wurden die Arbeitsverluste, welche der Reibung des Wassers besonders an den Schaufeln, der Krümmung der Kanäle und der Unregelmässigkeit der Bewegung in denselben entsprechen. Durch die Berücksichtigung auch dieser Arbeitsverluste wird M^2 etwas grösser, und zwar um den Betrag des betreffenden Widerstandscoeffizienten, bezogen auf die relative Geschwindigkeit u_1, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Turbinenrades ausfliesst, d. h. um einen Bruch =

221.

Anordnung und Aufstellung der Jonval'schen Turbine.

Die zweckmässigste Anordnung und Aufstellung der Maschine richtet sich theils nach der Grösse des Gefälles, theils nach Lokalverhältnissen.

Direkte Aufstellung. Wenn das Gefälle nicht mehr als ungefähr 6^m beträgt und grösstentheils durch den Untergraben gewonnen wird, fällt die Anordnung in der Regel am zweckmässigsten aus, wenn das Wasser in einem offenen Kanal zugeleitet und wenn das Rad in eine Tiefe von ungefähr $1{\cdot}5^m$ bis 2^m unter den Spiegel des Oberwassers gelegt wird.

Umgekehrte Aufstellung. Wenn das Gefälle mehr als 6^m beträgt und grösstentheils durch den Obergraben erhalten wird, fällt die Anordnung meistens am zweckmässigsten aus, wenn man das Wasser durch eine Röhre bis unter den Spiegel des Unterwassers herableitet, die Röhre daselbst aufwärts biegt, und in das Ende derselben das Leitrad und Turbinenrad so einsetzt, dass letzteres über dem ersteren zu stehen kommt. Die obere Ebene des Turbinenrades soll $0{\cdot}3$ bis $0{\cdot}6^m$ unter dem Spiegel des Unterwassers zu liegen kommen.

Mittlere Aufstellung. Wenn bei einem grösseren Gefälle, das grösstentheils durch den Obergraben gewonnen wird, die Lokalverhältnisse und insbesondere die Einrichtung der Transmission es erfordern, dass die Turbine in einer Höhe von 2, 3, 4^m über dem Spiegel des Unterwassers aufgestellt werde, so muss man die Turbine in einen Cylindermantel ganz einschliessen, das Betriebswasser durch ein Rohr, das in den Cylindermantel mündet, aus dem Zuflusskanal zuleiten, und durch ein zweites Rohr, das unter dem Turbinenrad die Fortsetzung des Cylindermantels bildet, unter den Spiegel des Unterwassers herableiten.

---

dem Verhältniss der betreffenden Widerstandshöhe zu der Geschwindigkeitshöhe $\frac{u_1^2}{2g}$. Auch kann zur Vervollständigung der Formeln noch Ω_2 mit einem Correktionscoeffizienten k_2 multiplicirt werden, welcher mit Rücksicht auf die Verengung der Radkanäle durch die Dicke der Leitschaufeln:

$$k_2 = \frac{s}{s + \varepsilon}$$

zu setzen ist. G.

Die Turbine von Fourneyron

mit zwei in einander liegenden Rädern.

Taf. XXXIV, Fig. 3 und 4.

222.

Bezeichnung derjenigen Grössen, welche bei der Construction einer neu zu erbauenden Turbine dieser Art in Betrachtung kommen.

H das Gefälle. Befindet sich das Rad unter dem Spiegel des Unterwassers, so ist H gleich dem Vertikalabstand der Wasserspiegel im obern und untern Kanal. Befindet sich das Rad über dem Spiegel des Unterwassers, so ist H die Höhe des Wasserspiegels im oberen Kanal über der mittleren Ebene des Rades.

Q die Wassermenge in Kubm., welche in 1" auf das Rad wirken soll;

α_1 der Winkel, unter welchem die Leitkurven den inneren Umfang des Schützenmantels durchschneiden;

i Anzahl der Leitkurven;

α = m k l der Winkel, den die mittlere Richtung h k m, nach welcher das Wasser aus den Leitkanälen tritt, mit dem inneren Umfang des Rades bildet;

β Winkel, unter welchem die Radschaufeln den inneren Umfang des Rades durchschneiden;

γ Winkel, den die mittlere Richtung, nach welcher das Wasser aus dem Turbinenrad austritt, mit dem äusseren Umfang des Rades bildet;

k Contraktionscoeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Leitrades;

k_1 Contraktionscoeffizient für den Austritt des Wassers aus den Kanälen des Turbinenrades;

U Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades austritt;

R_2 der innere, R_1 der äussere } Halbmesser des Rades;

i_1 Anzahl der Radkurven;

$s = \overline{fg}$ Weite der Kanalmündungen des Leitrades;

$s_1 = \overline{wx}$ Weite der äusseren Mündungen der Radkanäle;

δ_1 Höhe des Rades, Fig. 4, oder Vertikalabstand der beiden Radkronen;

v_2 vortheilhafteste Geschwindigkeit am inneren Umfang des Rades;
n vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen der Turbine in 1 Minute;
N_n der in Pferdekräften à 75 Kilogmtr. ausgedrückte Nutzeffekt, welchen die Turbine entwickeln soll.

223.

Regeln zur Berechnung aller Hauptabmessungen einer zu erbauenden Fourneyron'schen Turbine.

Mit Berücksichtigung der in vorhergehender Nummer zusammengestellten Bezeichnungen hat man zur Berechnung aller Hauptdimensionen folgende Regeln:

Wassermenge in Kubikmeter, welche in 1″ auf das Rad wirken muss, um einen Nutzeffekt von N_n Pferdekräften zu erhalten . . . $Q = 0{\cdot}107 \frac{N_n}{H}$

Innerer Halbmesser des Turbinenrades . . . . $R_2 = 0{\cdot}538 \sqrt{Q}$

Winkel, unter welchem die Leitkurven den inneren Umfang des Turbinenschützens schneiden:

a) bei kleineren Turbinen . . . . $\alpha_1 = 15^0$
b) bei grösseren Turbinen . . . . $\alpha_1 = 24^0$

Krümmungshalbmesser für die Leitkurven . . $\overline{eg} = 0{\cdot}5\,R_2$
Metalldicke der Leitschaufeln . . . . = 0·003 bis 0·004 Mtr.
Metalldicke des Schützenmantels (Gusseisen) = 0·01 bis 0·015 Mtr.
Spielraum zwischen dem Schützenmantel und dem inneren Umfang des Rades . . = 0·001 bis 0·005 Mtr.
Anzahl der Leitkurven . . . . $i = 24$ bis 30
Mit diesen Regeln kann der Horizontaldurchschnitt des Leitrades verzeichnet werden, und aus dieser Zeichnung findet man dann den Winkel α und die Weite s*) . . . . . . α und s

---

*) Die mittlere Richtung h k, Fig. 3, Taf. XXXIV, nach welcher das Wasser aus einem Leitkanal ausfliesst und welche in ihrem Durchschnittspunkt k mit dem inneren Umfang des Turbinenrades den Winkel α bestimmt, wird gefunden, indem man durch den Endpunkt g einer Leitkurve die Gerade g f = s so zieht, dass sie bei g und f gegen die den Leitkanal begrenzenden Schaufelflächen gleich geneigt ist; dann ist h k normal zu der Geraden g f im Mittelpunkte h derselben. G.

Winkel, unter welchem die Radkurven den inneren
Umfang des Rades durchschneiden . . . . $\beta = 60$ bis 90^0
Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Kanälen des Leitrades ausfliesst:

$$U = \sqrt{g H \frac{\sin\beta}{\cos\alpha \sin(\alpha+\beta)}}$$

Für den Fall, dass das Wasser in einer längeren Röhrenleitung, die Gefällverluste verursacht, zugeleitet würde, müsste man, um den in dieser Gleichung für H zu setzenden Werth zu erhalten, von dem wirklich vorhandenen Gefälle jene Gefällverluste abziehen.

Höhe des Turbinenrades . . . . $\delta_1 = \frac{Q}{i s k U}$

wobei zu setzen ist: { wenn $\alpha_1 = 15^0$ . . . . $k = 0{\cdot}9$
wenn $\alpha_1 = 24^0$ . . . . $k = 0{\cdot}95$ *)

Verhältniss zwischen dem äusseren und inneren Halbmesser des Rades:

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0{\cdot}0045\,\beta^0}{\sqrt[3]{R_2}}$$

Anzahl der Radkurven . . . . $i_1 = 1{\cdot}2\ i \sin\beta$
Metalldicke der Radschaufeln . . . . . . $= 0{\cdot}004$ bis $0{\cdot}006$ Mtr.
Die Radkurven können aus 2 Kreisbogen zusammengesetzt werden und es ist zu nehmen:

	wenn $\beta =$	60^0	90^0
erster Krümmungshalbmesser	$p\,n =$	$0{\cdot}45\,R_2$	$0{\cdot}36\,R_2$
zweiter Krümmungshalbmesser	$q\,t =$	$0{\cdot}59\,R_2$	$0{\cdot}50\,R_2$

sofern dadurch der Winkel, unter welchem die Radkurven den äusseren Umfang des Rades schneiden, nicht grösser als 15^0 und auch nicht übermässig klein wird, widrigenfalls die Krümmungshalbmesser entsprechend zu ändern wären.

*) Sofern die Contraktion des Wassers bei dem Austritt aus den Leitkanälen zum Theil wenigstens von der Dicke der Radschaufeln $= \varepsilon_1$ herrührt, ist zu setzen:

$$k \overline{\overline{<}} \frac{s_2}{s_2 + \varepsilon_1}$$

unter s_2 die Weite der inneren Mündung eines Radkanals verstanden, und zwar um so mehr $k < \frac{s_2}{s_2+\varepsilon_1}$ je mehr zwei benachbarte Leitkurven bei f und g, Fig. 3, gegen einander geneigt sind. G.

Aeussere Weite der Radkanäle:

$$s_1 = s \frac{k}{k_1} \frac{i}{i_1} \frac{R_2}{R_1} \frac{\sin \beta}{\sin (\alpha + \beta)}$$

$$k_1 = 0{\cdot}9$$

Auch mit Rücksicht auf diese Weite s_1 sind obige Regeln zur Verzeichnung der Radkurven nöthigenfalls zu modificiren.

Vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes am inneren Umfang des Rades

$$v_2 = 0{\cdot}707 \sqrt{g H \frac{\sin (\alpha + \beta)}{\sin \beta \ \cos \alpha}}$$

Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Rades per 1 Minute:

$$n = 9{\cdot}55 \frac{v_2}{R_2}$$

224.

Formeln zur Berechnung des Nutzeffektes der Turbinen nach Fourneyron.

Zur Berechnung des Nutzeffektes, welchen eine Fourneyron'sche Turbine von gegebenen Abmessungen bei verschiedenen Schützenöffnungen und verschiedenen Geschwindigkeiten entwickelt, ist es zweckmässig, nebst den in Nr. 222 zusammengestellten Bezeichnungen noch folgende zu gebrauchen:

Ω die Summe der Querschnitte aller Oeffnungen am Leitkurvenrad, bei einer gewissen Stellung des Schützens,

Ω_2 die Summe der Querschnitte der Radkanäle am inneren Umfang des Rades,

Ω_1 die Summe der Querschnitte der Radkanäle am äusseren Umfang des Rades,

v_1 die Geschwindigkeit eines Punktes am äusseren Umfang des Rades,

$\frac{v_1^2}{2gH} = x$ das Verhältniss zwischen der Geschwindigkeitshöhe, welche der äusseren Umfangsgeschwindigkeit des Rades entspricht, und dem Gefälle H.

Man berechne nun die Werthe von m, n, A, B, C, D vermittelst folgender Ausdrücke:

$$m = \frac{\Omega_1 \ k_1}{\Omega \ k} \cos \alpha + \frac{\Omega_1 \ k_1}{\Omega_2} \cos \beta$$

$$n = \frac{\Omega_1 \ k_1}{\Omega \ k} \sin \alpha - \frac{\Omega_1 \ k_1}{\Omega_2} \sin \beta$$

$$A = 1 - \frac{\left(\frac{R_2}{R_1} \frac{\Omega_1 \ k_1}{\Omega k} \cos \alpha + \cos \gamma\right) \frac{R_2}{R_1} \frac{\Omega_1 \ k_1}{\Omega_2} \cos \beta}{1 + m^2 + n^2}$$

$$B = \frac{\frac{R_2}{R_1} \frac{\Omega_1 \ k_1}{\Omega \ k} \cos \alpha + \cos \gamma}{\sqrt{1 + m^2 + n^2}}$$

$$C = 1 - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 + \frac{\left(\frac{R_2}{R_1} \frac{\Omega_1 \ k_1}{\Omega_2} \cos \beta\right)^2}{1 + m^2 + n^2}$$

$$D = \frac{\frac{\Omega_1 \ k_1}{\Omega_2} \frac{R_2}{R_1} \cos \beta}{1 + m^2 + n^2}$$

und dann findet man für irgend einen Werth von x:

$$\frac{E_n}{1000 \ Q H} = - 2 A x + 2 B \sqrt{x + C x^2}$$

$$\frac{U}{\sqrt{2 g H}} = \frac{\Omega_1 \ k_1}{\Omega \ k} \left(D \sqrt{x} + \sqrt{\frac{1 + C x}{1 + m^2 + n^2}}\right)$$

Man findet ferner den Werth von x, für welchen der Nutzeffekt ein Maximum wird, sowie auch den entsprechenden grössten Werth von E_n durch folgende Ausdrücke:

$$(x)_{max.} = \frac{1}{2C} \left\{ - 1 + \frac{1}{\sqrt{1 - C \left(\frac{B}{A}\right)^2}} \right\}$$

$$\left(\frac{E_n}{1000 \ Q H}\right)_{max.} = \frac{A}{C} \left[1 - \sqrt{1 - C \left(\frac{B}{A}\right)^2} \right]^{*)}$$

*) Mit Rücksicht auf die Arbeitsverluste, welche durch die Reibung des Wassers an den Schaufeln, die Krümmung der Kanäle und die Unregelmässig-

Die schottische Turbine.

Taf. XXXV, Fig. 1.

225.

Regeln zur Berechnung der Hauptabmessungen derselben.

Diese Turbine könnte zwar füglich ganz mit Stillschweigen übergangen werden, denn sie ist, im Vergleich mit den übrigen Anordnungen, von keinem praktischen Werth. Der Nutzeffekt, welchen sie entwickelt, ist gering, und die Construction derselben ist keineswegs so einfach, wie man früher gemeint hat. Der Vollständigkeit wegen mögen aber dennoch die wenigen zur Berechnung der Hauptdimensionen nothwendigen Regeln, sowie auch einige Bemerkungen über die Verzeichnung des Rades folgen.

Wassermenge, welche per 1" zugeleitet wird, um einen Nutzeffekt von N_n Pferdekräften zu erhalten $Q = 0{\cdot}15 \frac{N_n}{H}$

Innerer Halbmesser des Rades . . $R_2 = 0{\cdot}4 \sqrt{Q}$

Aeusserer Halbmesser des Rades . $R_1 = 3 R_2$ bis $5 R_2$

Summe der Querschnitte der Ausflussöffnungen am äusseren Umfang des Rades . . . . . $\Omega_1 = \dfrac{1{\cdot}65\, Q}{\sqrt{2gH} \sqrt{\frac{1}{2}\left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right)}}$

---

keit der Bewegung des Wassers in denselben verursacht werden und welche freilich nur mehr oder weniger angenähert abgeschätzt werden können, ist in obigen Formeln die Grösse: $1 + m^2 + n^2$ um einen Summanden zu vergrössern = dem Verhältniss der betreffenden Widerstandshöhe zu der Geschwindigkeitshöhe $\frac{u_1^2}{2g}$, welche der relativen Ausflussgeschwindigkeit u_1 des Wassers aus den Radkanälen entspricht. Auch kann noch Ω_2 mit einem Faktor

$$k_2 = \frac{s}{s + \varepsilon}$$

verbunden werden mit Rücksicht auf die Verengung der inneren Mündung der Radkanäle durch die Dicke $= \varepsilon$ der Leitschaufeln. G.

Höhe der Radkanäle . . . . $\delta_1 = \frac{1}{2} R_2$

Aeussere Weite der Radkanäle { für 2armige Turbinen $s_1 = \frac{1}{2} \frac{\Omega_1}{\delta_1}$
für 3armige Turbinen $s_1 = \frac{1}{3} \frac{\Omega_1}{\delta_1}$

Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen der Turbine per 1 Minute $n = \frac{7 \cdot 3}{R_2} \frac{\sqrt{2gH}}{\sqrt{2\left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right)}}$

Zur Verzeichnung der Radkanäle dienen die Figuren 1, Taf. XXXV, und die folgenden Bemerkungen.

Zweiarmige Turbine. o m z zwei Drittheile einer Windung einer gewöhnlichen Spirale. Winkel y o z = 240°.

Bogen y t z in 16 gleiche Theile getheilt. Radius o z ebenfalls in 16 gleiche Theile getheilt. $\overline{cz} = \overline{zd} = \frac{1}{2} s_1$. Die Weite m q r, welche irgend einem, z. B. dem zehnten, Theilungspunkt t entspricht, wird erhalten, wenn man die Ordinate n p, welche dem zehnten Theilungspunkt auf o n z entspricht, von m aus nach m r und m q normal zur Spirale aufträgt.

Tangentialräder.

Taf. XXXV, Fig. 2.

226.

Nennt man:

Q die Wassermenge in Kubikmetern, welche in jeder Sekunde auf das Rad wirken soll,

H das Gefälle in Metern nach Abzug des Gefällverlustes in der Zuleitungsröhre,

N_n den Nutzeffekt des Tangentialrades in Pferdekräften,

R_1 den äusseren, R_2 den inneren } Halbmesser des Rades,

v_1 die vortheilhafteste äussere Umfangsgeschwindigkeit des Rades in Metern,

n die vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Rades in einer Minute,

α den Winkel, den die Richtung des aussen eintretenden Wassers mit dem äusseren Umfange des Rades bildet,

β den Winkel, den die an den äussersten Punkt einer Radfläche gezogene Tangente mit dem äusseren Umfange des Rades bildet,

γ den Winkel, unter welchem die Radschaufel den inneren Umfang des Rades durchschneidet,

p das Verhältniss zwischen der äusseren Peripherielänge des Rades und dem Theil dieses Umfanges, längs welchem das Wasser in das Rad einströmt,

δ die Höhe des Rades,

i die Anzahl der Schaufeln des Rades, so hat man zur Bestimmung der Dimensionen eines zu construirenden Tangentialrades nachstehende Regeln:

a) Wassermenge, welche in der Sekunde auf das Rad wirken soll, bei einem Güteverhältniss von 60%:

$$Q = 0{\cdot}125 \frac{N_n}{H}$$

b) Verhältniss $\frac{R_2}{R_1}$ der Radhalbmesser:

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{3}{4} \text{ bis } \frac{4}{5}$$

c) Winkel γ, unter welchem die Radkurven den inneren Umfang des Rades schneiden:

$$\gamma = 15^0 \text{ bis } 20^0$$

d) Winkel β, unter welchem die Radkurven den äusseren Umfang des Rades schneiden:

$$\sin \beta = \sin \gamma \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2$$

e) Winkel α, unter welchem die Einlaufflächen den äusseren Umfang des Rades durchschneiden:

$$\alpha = \frac{\beta}{2}$$

f) Verhältniss p zwischen dem äusseren Umfang des Rades und dem Theil des Umfangs, an welchem das Wasser einströmt:

p = 4 bis 5, wenn nur ein Einlauf angebracht wird,
p = 3 bis 4, wenn zwei Einläufe angewendet werden.

g) Höhe des Rades:

$$\delta = \frac{1}{4} R_1$$

h) Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers:

$$U = \sqrt{2gH}$$

i) Aeusserer Halbmesser des Rades:

$$R_1 = \sqrt{\frac{Q}{U} \frac{p}{2\pi \sin \alpha} \frac{R_1}{\delta}}$$

k) Umfangsgeschwindigkeit des Rades:

$$v_1 = \frac{U}{2 \cos \alpha}$$

l) Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Rades in einer Minute:

$$n = 9{\cdot}55 \frac{v_1}{R_1}$$

m) Anzahl der Radschaufeln:

$$i = 35 + 50 R_1$$

227.

Zuleitungsröhren für Turbinen jeder Art *).

Wenn grössere Gefälle benutzt werden sollen, wird das Wasser

*) Constructive Details, die Praxis des Turbinenbaues betreffend, findet man in Redtenbacher's „Maschinenbau", II. Band, Seite 221 u. ff., sowie besonders

jederzeit in Röhren der Maschine zugeleitet. Die Gefällverluste, welche durch Reibung des Wassers an den Röhrenwänden und durch unregelmässige Bewegung entstehen, fallen in der Regel hinreichend klein aus, wenn die Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre nicht mehr als 1^m beträgt. Für diese Geschwindigkeit ist der Durchmesser d der Röhre:

$$d = \sqrt{\frac{4\,Q}{\pi}}$$

---

in dem grösseren Werke desselben Verfassers: „Theorie und Bau der Turbinen", 2. Auflage, 1860. G.

ACHTER ABSCHNITT.

Die Wärme und deren Benutzung.

228.

Reduction der Thermometergrade nach den verschiedenen Scalen.

Nennt man die einer bestimmten Temperatur entsprechenden Grade nach der Scale von Reaumur R, nach jener von Celsius C und nach der von Fahrenheit F, so hat man:

$$F = 32 + \frac{9}{5} C = 32 + \frac{9}{4} R$$

$$C = \frac{5}{9} (F - 32) = \frac{5}{4} R$$

$$R = \frac{4}{9} (F - 32) = \frac{4}{5} C$$

Die folgende Tabelle enthält die Werthe von C, R und F, welche verschiedenen Temperaturen entsprechen.

C	R	F	C	R	F	C	R	F	C	R	F
100	80	212	75	60	167	50	40	122	25	20	77
99	79·2	210·2	74	59·2	165·2	49	39·2	120·2	24	19·2	75·2
98	78·4	208·4	73	58·4	163·4	48	38·4	118·4	23	18·4	73·4
97	77·6	206·6	72	57·6	161·6	47	37·6	116·6	22	17·6	71·6
96	76·8	204·8	71	56·8	159·8	46	36·8	114·8	21	16·8	69·8
95	76	203	70	56	158	45	36	113	20	16	68
94	75·2	201·2	69	55·2	156·2	44	35·2	111·2	19	15·2	66·2
93	74·4	199·4	68	54·4	154·4	43	34·4	109·4	18	14·4	64·4
92	73·6	197·6	67	53·6	152·6	42	33·6	107·6	17	13·6	62·6
91	72·8	195·8	66	52·8	150·8	41	32·8	105·8	16	12·8	60·8
90	72	194	65	52	149	40	32	104	15	12	59
89	71·2	192·2	64	51·2	147·2	39	31·2	102·2	14	11·2	57·2
88	70·4	190·4	63	50·4	145·4	38	30·4	100·4	13	10·4	55·4
87	69·6	188·6	62	49·6	143·6	37	29·6	98·6	12	9·6	53·6
86	68·8	186·8	61	48·8	141·8	36	28·8	96·8	11	8·8	51·8
85	68	185	60	48	140	35	28	95	10	8	50
84	67·2	183·2	59	47·2	138·2	34	27·2	93·2	9	7·2	48·2
83	66·4	181·4	58	46·4	136·4	33	26·4	91·4	8	6·4	46·4
82	65·6	179·6	57	45·6	134·6	32	25·6	89·6	7	5·6	44·6
81	64·8	177·8	56	44·8	132·8	31	24·8	87·8	6	4·8	42·8
80	64	176	55	44	131	30	24	86	5	4	41
79	63·2	174·2	54	43·2	129·2	29	23·2	84·2	4	3·2	39·2
78	62·4	172·4	53	42·4	127·4	28	22·4	82·4	3	2·4	37·4
77	61·6	170·6	52	41·6	125·6	27	21·6	80·6	2	1·6	35·6
76	60·8	168·8	51	40·8	123·8	26	20·8	78·8	1	0·8	33·8

Alle Temperaturen werden in der Folge nach der Scale von Celsius angegeben.

229.

Ausdehnung fester Körper durch die Wärme).*

Die Ausdehnung der Körper ist der Temperaturveränderung proportional, so lange die Temperatur derjenigen nicht zu nahe kommt, bei welcher eine Aenderung des Aggregatzustandes eintritt.

Nennt man:

L, F, K die Länge eines Stabes, den Flächeninhalt einer Platte und den Kubikinhalt eines Körpers bei 0° Temperatur,

---

*) Die in Nr. 229, 230 und 232 bis 237 angegebenen physikalischen Constanten sind dem heutigen Stande der betreffenden Kenntniss gemäss revidirt worden unter Benutzung namentlich der von Professor Dr. Wiedemann für die logarithmischen Tafeln von Prof. Dr. Schlömilch (1866) gelieferten Zusammenstellung physikalischer Constanten. G.

α die Längenausdehnung, welche ein Stab von 1m Länge bei einer Temperaturänderung von 1° erleidet,

so ist:

die Länge des Stabes bei t° Temperatur $L\,(1 + \alpha t)$
der Flächeninhalt der Platte bei t° „ $F\,(1 + 2\alpha t)$
der Kubikinhalt des Körpers bei t° „ $K\,(1 + 3\alpha t)$

Die Ausdehnungscoeffizienten für verschiedene Substanzen sind in folgender Tabelle enthalten, und zwar für eine Erwärmung von 0° bis 100° Celsius.

Benennung der Substanzen.	Ausdehnung bei einer Erwärmung von 0° bis 100° Celsius.	
Blei	0·002848	$\frac{1}{351}$
Bronze	0·001816	$\frac{1}{551}$
Eisen	0·001170	$\frac{1}{855}$
Glas	0·000920	$\frac{1}{1087}$
Gold	0·001401	$\frac{1}{714}$
Kupfer, geschlagen .	0·001784	$\frac{1}{561}$
Messing, gegossen .	0·001866	$\frac{1}{536}$
Silber	0·00200	$\frac{1}{500}$
Stahl, gehärtet . . .	0·001375	$\frac{1}{727}$
Stahl, ungehärtet . .	0·001132	$\frac{1}{883}$
Zink, gegossen . . .	0·002941	$\frac{1}{340}$
Zinn, feines	0·002283	$\frac{1}{438}$

230.

Ausdehnung der Flüssigkeiten und Gase durch die Wärme.

Die Volumenänderung der tropfbaren Flüssigkeiten bei der Erwärmung befolgt ein eigenthümliches, nur für einige Flüssigkeiten

empirisch bekanntes Gesetz. Sie beträgt, bezogen auf das Volumen bei 0° als Einheit, bei der Erwärmung von 0° bis t°

für Alkohol (t = — 33° bis + 78°):

$$\frac{104863}{10^8} t + \frac{1751}{10^9} t^2 + \frac{134}{10^{11}} t^3$$

für Wasser:

$$t = 0 \text{ bis } 25^0: -\frac{61045}{10^9} t + \frac{77183}{10^{10}} t^2 - \frac{3734}{10^{11}} t^3$$

$$t = 25 \text{ bis } 50^0: -\frac{65415}{10^9} t + \frac{77587}{10^{10}} t^2 - \frac{3541}{10^{11}} t^3$$

$$t = 50 \text{ bis } 75^0: \frac{59160}{10^9} t + \frac{31849}{10^{10}} t^2 - \frac{728}{10^{11}} t^3$$

$$t = 75 \text{ bis } 100^0: \frac{86450}{10^9} t + \frac{31892}{10^{10}} t^2 + \frac{245}{10^{11}} t^3$$

für Quecksilber:

$$\frac{179}{10^6} t + \frac{25}{10^9} t^2$$

Der Ausdehnungscoeffizient für Gase ist das Verhältniss zwischen der durch eine Temperaturerhöhung um 1 Grad bei constantem Druck entstehenden Volumenänderung zum ganzen Gasvolumen bei 0° und demselben Druck.

Die folgende Tabelle enthält die Werthe der von *Regnault* aufgefundenen Ausdehnungscoeffizienten mehrerer Gase.

Benennung des Gases.	Ausdehnungscoeffizient.
Atmosphärische Luft . .	0·003670
Wasserstoffgas	0·003661
Stickstoffgas	0·003670
Kohlenoxydgas	0·003669
Kohlensäure	0·003710

231.

Schwindmaass,

d. h. die lineare Zusammenziehung der Metalle bei dem Uebergange aus dem flüssigen in den festen Zustand.

Gusseisen	$\frac{1}{98}$	bis $\frac{1}{95}$	im Mittel	$\frac{1}{96}$
Messing	$\frac{1}{79}$	„ $\frac{1}{49}$	„ „	$\frac{1}{65}$
Glockenmetall (100 Kupfer, 18 Zinn)	$\frac{1}{79}$	„ $\frac{1}{49}$	„ „	$\frac{1}{65}$
Kanonenmetall (100 Kupfer, 12½ Zinn)	$\frac{1}{139}$	„ $\frac{1}{130}$	„ „	$\frac{1}{134}$
Zink	$\frac{1}{65}$	„ $\frac{1}{57}$	„ „	$\frac{1}{62}$
Blei	$\frac{1}{104}$	„ $\frac{1}{86}$	„ „	$\frac{1}{92}$
Zinn, ohne Bleizusatz	$\frac{1}{137}$	„ $\frac{1}{120}$	„ „	$\frac{1}{128}$

232.

Schmelzpunkt verschiedener Substanzen.

Substanz.	Grad Celsius.	Substanz.	Grad Celsius.
Gehämmertes englisches Eisen	1600	Legirung: 3 Zinn 1 Wismuth	200
Weiches franz. Eisen	1500	2 „ 1 „	167·7
Strengflüssigster Stahl	1400	1 „ 1 „	141·2
Leichtflüssigster Stahl	1300	1 Blei 4 Zinn 5 Wismuth	118·9
Graues Gusseisen, zweite Schmelzung	1200	2 „ 3 „ 5 „	100
Leichtflüssiges, weisses Gusseisen	1050	5 „ 3 „ 5 „	94
Gold	1250	1 „ 1 „ 2 „	94
Silber	1000	Natrium	90
Bronze*)	900	Kalium	55
Antimonium	440	Phosphor	44
Zink	450	Schwefel	111
Blei	335	Stearinsäure	64
Wismuth	265	Weisses Wachs	68
Zinn	235	Gelbes Wachs	61
Legirung: 6 Th. Zinn 1 Th. Blei	194	Wallrath	48
4 „ „ 1 „ „	189	Paraffin	46
3 „ „ 1 „ „	186	Essigsäure	45
1 „ „ 1 „ „	189	Seife	33·33
1 „ „ 3 „ „	289	Eis	0·0
		Terpentinöl	—10
		Quecksilber	—39·5

*) Die bis hierher aufgeführten Schmelzpunkte sind bei der Ungenauigkeit der Mittel zur Messung hoher Temperaturen nicht ganz zuverlässig. G.



233.

Siedepunkte.

Kohlensäure	— 78°	Salpetersäure	86°
Schweflige Säure . . .	— 10°	Meerwasser	104°
Salzsäure conc.	20°	Phosphor	290°
Schwefeläther	35°	Leinöl	387°
Wasserfreie Schwefelsäure	46°	Schwefelsäurehydrat . .	326°
Schwefelkohlenstoff . .	48°	Quecksilber	350°
Alkohol	78°	Schwefel	400°

234.

Wärmeeinheit.

Zur Messung der mannigfaltigen Wirkungen, welche die Wärme hervorbringt, ist man übereingekommen, diejenige Wärmegrösse (Wärmemenge) als Einheit anzunehmen, welche erforderlich ist, um die Temperatur von einem Kilg. Wasser um 1° des hunderttheiligen Thermometers zu erhöhen. Einer Wärmeeinheit entspricht ein mechanisches Aequivalent von 424 Kilogramm-Meter.

235.

Spezifische Wärme der Substanzen.

Man nennt spezifische Wärme einer Substanz die Wärmemenge (Anzahl der Wärmeeinheiten), welche nothwendig ist, um die Temperatur von 1 Kilg. der Substanz um einen Grad des hunderttheiligen Thermometers zu erhöhen.

Die folgende Tabelle gibt die spezifische Wärme verschiedener Substanzen.

Spezifische Wärme einiger Substanzen.

Benennung der Substanz.	Spezifische Wärme.	Benennung der Substanz.	Spezifische Wärme bei constantem Druck.
Wasser	1·000	Atmosphärische Luft	0·2375
Aluminium	0·214	Wasserstoffgas . .	3·4046
Antimon	0·051	Kohlensaures Gas .	0·2164
Blei	0·031	Sauerstoffgas . . .	0·2182
Eisen	0·114	Stickstoffgas . . .	0·2440
Gold	0·032	Stickstoffoxydgas . .	0·2315
Kupfer, geglüht . .	0·095	Sumpfgas	0·5925
Kupfer, gehämmert .	0·093	Oelbildendes Gas . .	0·3694
Platin	0·032	Kohlenoxydgas . .	0·2479
Quecksilber	0·033	Wasserdampf . . .	0·4805
Stahl	0·107	Alkoholdampf . .	0·4513
Silber	0·057	Aetherdampf . . .	0·4797
Wismuth	0·031	Chlor	0·1214
Zinn	0·056	Ammoniak	0·5080
Zink	0·096	Chloroform	0·1568
Gebrannter Thon .	0·208	Chlorwasserstoff . .	0·1845
Diamant	0·147	Schwefelwasserstoff .	0·2423
Graphit	0·200		
Holzkohle	0·240		
Glas	0·177		
Holz	0·500 0·650		
Steinsalz	0·219		
Kalkspath	0·206		
Gyps	0·259		
Eis	0·502		

Das Verhältniss $\gamma = \frac{\text{spezifische Wärme bei constantem Druck}}{\text{spezifische Wärme bei constantem Volumen}}$

hat für verschiedene Gase nachstehende Werthe:



Benennung der Gase.	γ
Atmosphärische Luft .	1·410
Wasserstoff	1·407
Sauerstoff	1·415
Kohlenoxyd	1·427
Stickstoffoxyd . . .	1·343
Kohlensäure	1·338
Oelbildendes Gas . .	1·240

236.

Wärmeausstrahlungs- und Absorptionsvermögen verschiedener Körper.

Lampenruss	100	Graphit	75
Papier	98	Rauhes Blei	45
Siegellack	95	Quecksilber	20
Crownglas	90	Blankes Blei	19
Tusche	88	Polirtes Eisen	15
Eis	85	Zinnplatte	12
Mennige, Glimmer . . .	80	Gold, Silber, Kupfer . .	12

237.

Wärmeleitungsvermögen der Metalle.

Silber, weich	1000	Eisen	119
Kupfer, weich	736	Blei	85
Gold, hart	532	Platin	84
Zink	281	Neusilber	63
Zinn	150		

238.

Chemische Zusammensetzung verschiedener Stoffe.

Benennung des Stoffes.	1 Kilogr. der Verbindung besteht aus: Kilogr.
Atmosphärische Luft . . .	0·23 O 0·77 N
Wasser	0·89 O 0·11 H
Kohlenoxydgas	0·57 O 0·43 C
Kohlensäure	0·73 O 0·27 C

Benennung des Stoffes.	1 Kilogr. der Verbindung besteht aus :
	Kilogr.
Sumpfgas	0·75 C 0·25 H
Oelbildendes Gas	0·86 C 0·14 H
Ammoniak	0·82 N 0·18 H
Schwefelwasserstoffgas . . .	0·94 S 0·06 H
Aether	0·22 O 0·65 C 0·13 H
Alkohol	0·35 O 0·52 C 0·13 H
Terpentinöl	0·88 C 0·12 H

Dabei bedeutet:

O Sauerstoff
H Wasserstoff
N Stickstoff
C Kohlenstoff
S Schwefel

239.

Heizkraft der Brennstoffe.

Die Heizkraft eines Brennstoffes ist die Wärmemenge, welche beim vollkommenen Verbrennen von einem Kilogramm des Stoffes in atmosphärischer Luft entwickelt wird.

Nennt man: $\mathfrak{K}$, $\mathfrak{H}$, $\mathfrak{O}$, $\mathfrak{W}$ die Mengen in Kilg. von Kohlenstoff, Wasserstoff, Sauerstoff und Wasser, welche in einem Kilg. eines Brennstoffes enthalten sind, und W die Heizkraft des Brennstoffes, so ist allgemein:

$$W = 7050\,\mathfrak{K} + 34500\left(\mathfrak{H} - \frac{1}{8}\,\mathfrak{O}\right) - 650\,\mathfrak{W}$$

Die folgende Tabelle gibt die Heizkraft verschiedener Brennstoffe*).

*) Ist 7050 der erfahrungsmässige Heizwerth wasserfreier Holzkohle oder Coaks von 6% Aschengehalt, so ist der Heizwerth des Kohlenstoffs

$$= \frac{100}{94} \cdot 7050 = 7500$$

und somit der Heizwerth irgend eines anderen Brennstoffs zu setzen:

$$W = 7500\,\mathfrak{K} + 34500\left(\mathfrak{H} - \frac{1}{8}\mathfrak{O}\right) - 650\,\mathfrak{W}$$

Benennung des Brennstoffs.	Heizkraft. Wärme-einheiten.	Bemerkungen.
Trockene Holzkohle	7050	für jede Holzart.
Gewöhnliche Holzkohle . .	6000	0·2 Wasser enthalt.
Reine Coaks	7050	
Steinkohlen erster Qualität .	7050	0·02 Asche enthalt.
„ zweiter „ .	6345	0·10 „ „
„ dritter „ .	5932	0·20 „ „
Volkommen trockenes Holz .	3666	für jede Holzart.
Lufttrockenes Holz	2945	0·2 Wasser enthalt.
Torf erster Qualität . . .	3000	
Ordinärer Torf	1500	
Wasserstoffgas	34500	
Kohlenoxydgas	2400	
Sumpfgas	13000	
Oelbildendes Gas	12000	
Baumöl	11200	
Rüböl	9300	
Weingeist	7200	
Talg	8000	
Schwefel	2200	
Terpentinöl	11000	

240.

Luftmenge, welche zum vollkommenen Verbrennen von 1 Kilogr. Brennstoff nothwendig ist.

Nennt man wiederum: $\mathfrak{K}, \mathfrak{H}, \mathfrak{O}$ die Mengen in Kilg. Kohlenstoff, Wasserstoff und Sauerstoff, welche in einem Kilg. Brennstoff ent-

---

Hiernach findet man z. B. auf Grund der in Nr. 242 angeführten chemischen Zusammensetzung verschiedener Brennstoffe die folgenden Heizwerthe derselben:

Brennstoff.	Heizwerth.
Holz, wasserleer	3900
Holz, lufttrocken	3008
Torf, wasserleer	4547
Torf, lufttrocken	3507
Steinkohlen	7536
Holzkohlen	6310
Coaks	6343

G.

halten sind, und L die Luftmenge in Kilg., welche zum vollkommenen Verbrennen von 1 Kilg. des Brennstoffes erforderlich ist, so hat man:

$$L = 11{\cdot}59\ \mathfrak{K} + 34{\cdot}78 \left(\mathfrak{H} - \frac{1}{8}\,\mathfrak{O}\right)$$

Für vollkommen trockenes Holz ist L = 5·89 Kilg.
„ lufttrockenes Holz ist . . . L = 4·73 „
„ vollkommen trockenen Torf ist L = 6·76 „
„ lufttrockenen Torf ist . . . L = 5·41 „
„ Steinkohlen ist . . . . L = 10·84 „
„ Holzkohlen und Coaks ist . . L = 9·85 „ *)

241.

Luftmenge, welche bei gewöhnlichen Kesselfeuerungen zum Verbrennen von 1 Kilg. Brennstoff consumirt wird.

Bei den gewöhnlichen Kesselfeuerungen ist der Erfahrung zufolge die Luftmenge, welche das Verbrennen unterhält, etwa zwei-

---

*) Hierbei sind die in Nr. 242 angegebenen mittleren chemischen Zusammensetzungen in Rechnung gebracht.

Bezeichnet man mit $\mathfrak{W}$ und $\mathfrak{A}$ die in 1 Kilg. des Brennstoffs enthaltenen Gewichtsmengen Wasser und Asche, so findet man die bei der Verbrennung resultirenden Gewichtsmengen Kohlensäure (CO_2), Wasser (H_2O) und Stickstoff (N) durch folgende Formeln:

$$CO_2 = 3{\cdot}67\,\mathfrak{K}$$
$$H_2O = 9\,\mathfrak{H} + \mathfrak{W}$$
$$N = 1 + L - \mathfrak{A} - CO_2 - H_2O.$$

Hiernach ergibt sich auf Grund der in Nr. 242 angegebenen chemischen Zusammensetzungen:

Brennstoff.	CO_2	H_2O	N
Vollk. trockenes Holz .	1·78	0·56	4·54
Lufttrockenes Holz . .	1·43	0·65	3·64
Vollk. trockener Torf .	1·98	0·50	5·20
Lufttrockener Torf . .	1·59	0·60	4·16
Steinkohlen	2·94	0·52	8·34
Holzkohlen	3·12	0·10	7·58
Coaks	3·12	0·05	7·58

G.

mal so gross als die obigen kleinsten Quantitäten, welche das vollkommene Verbrennen zu bewirken vermögen. Für gewöhnliche Kesselfeuerungen ist daher zu rechnen:

für 1	Kilg.	vollkommen trockenes Holz	L = 11·8	Kilg.
„ 1	„	lufttrockenes Holz	L = 9·5	„
„ 1	„	vollkommen trockenen Torf .	L = 13·5	„
„ 1	„	lufttrockenen Torf . . .	L = 10·8	„
„ 1	„	Holzkohlen und Coaks . .	L = 19·7	„
„ 1	„	Steinkohlen	L = 21·7	„

242.

Temperatur der Verbrennungsgase.

Nennt man:

W die totale Wärmemenge, die durch die Verbrennung von einem Kilg. Brennstoff entwickelt wird,

A_1, A_2, A_3 . . . . die Stoffmengen in Kilg., welche vor dem Verbrennungsakt gegenwärtig sind,

c_1, c_2, c_3 . . . die spezifischen Wärmen dieser Stoffe,

t_1, t_2, t_3 . . . die Temperaturen dieser Stoffe vor der Verbrennung,

A_1^1, A_2^1 . . . die Stoffmengen in Kilg., welche nach dem Verbrennungsakt gegenwärtig sind,

c_1^1, c_2^1 . . . die spezifischen Wärmen dieser Stoffe,

T die Temperatur der Verbrennungsgase,

so hat man allgemein

$$T = \frac{W + \Sigma A c t}{\Sigma A^1 c^1}$$

Geschieht die Verbrennung von 1 Kilg. Brennstoff mit L Kilg. atmosphärischer Luft von t^0 Temperatur, so hat man auch annähernd

$$T = t + \frac{W}{0{\cdot}238 (L + 1)}$$

Nachfolgende Tabelle gibt die Temperatur der Verbrennungsgase verschiedener Brennstoffe, und zwar: a) wenn die Luftmenge L die kleinste ist, bei welcher ein vollständiges Verbrennen stattfinden kann; b) wenn die Luftmenge L zweimal so gross ist, als die kleinste.

Brennstoff.	Chemische Zusammensetzung.					Temperatur der Verbrennungsgase.	
	𝔎	𝔋	𝔒	𝔚	𝔄	Fall a	Fall b
Holz, wasserleer	0·486	0·062	0·437	0·000	0·015	2378	1282
Holz, lufttrocken	0·389	0·050	0·349	0·200	0·012	2206	1208
Torf, wasserleer	0·540	0·055	0·325	0·000	0·080	2462	1316
Torf, lufttrocken	0·432	0·044	0·260	0·200	0·064	2299	1246
Steinkohlen	0·800	0·054	0·071	0·030	0·045	2674	1396
Holzkohlen	0·850	0·000	0·000	0·100	0·050	2444	1281
Coaks	0·850	0·000	0·000	0·050	0·100	2456	1287

𝔎 = Kohlenstoff
𝔋 = Wasserstoff
𝔒 = Sauerstoff } in einem Kilg. Brennstoff*).
𝔚 = Wasser
𝔄 = Asche

Der Wasserdampf**).

243.

Zusammenhang zwischen Temperatur, Spannkraft und Dichte bei Dämpfen, welche nur so viel Wärme enthalten, als zu ihrem Bestehen erforderlich ist.

Nennt man für solchen Dampf (gesättigten Dampf):

p die Spannkraft, d. h. den Druck in Kilg. auf einen Quadratmeter,

*) Obige Zahlen, die chemische Zusammensetzung betreffend, sind aus den Angaben in der vorigen Auflage durch Reduction auf den Summenwerth:

$$𝔎 + 𝔋 + 𝔒 + 𝔚 + 𝔄 = 1$$

und mit Berücksichtigung mittlerer Wassergehalte bei Steinkohlen, Holzkohlen und Coaks erhalten worden.

Bei der Berechnung der Verbrennungstemperaturen wurde die obige Näherungsformel benutzt und $t = 0$ gesetzt, während die Werthe von W aus Nr. 239, Anmerkung, und die Werthe von L aus Nr. 240 genommen wurden. In Wirklichkeit sind diese Temperaturen kleiner, weil die Verbrennung nicht ganz vollkommen ist und ein Theil der erzeugten Wärme durch Strahlung an die Umgebung des Verbrennungsraums abgegeben wird. G.

**) Die genaueren, dem heutigen Stande der mechanischen Wärmetheorie entsprechenden Resultate, das Verhalten des Wasserdampfes betreffend, enthält der Anhang. G.

t die Temperatur,

Δ die Dichte, d. h. das Gewicht von einem Kubikmeter Dampf,

	für Dämpfe von 1 bis 2 Atm. Spannkraft:	für Dämpfe von 2 bis 5 Atm. Spannkraft:
$\alpha =$	0·06295	0·1427
$\beta =$	0·000051	0·0000473
$\frac{\alpha}{\beta} =$	1234	3017

so lassen sich die Beziehungen zwischen p, t, Δ annähernd auf folgende Weise ausdrücken:

$$p = 10330\,(0{\cdot}2847 + 0{\cdot}0071531\,t)^5$$

$$\Delta = \alpha + \beta p \; {}^{*)}$$

244.

Wärmemenge zur Verwandlung von 1 Kilg. Wasser in Dampf.

Die Wärmemenge, welche erforderlich ist, um 1 Kilg. Wasser von 0° Temperatur in Dampf von der Temperatur t° zu verwandeln, ist:

a) nach *Watt*, *Pambour*, *Parkes* unabhängig von der Spannkraft und Temperatur des aus dem Wasser entstandenen Dampfes und zwar gleich 650 Wärmeeinheiten;

*) Eine Tabelle zusammengehöriger Werthe von t, p und Δ, auf Grund der Regnault'schen Versuche und der Resultate der mechanischen Wärmetheorie entworfen, enthält der Anhang.

Wenn man nach dieser Tabelle die Coefficienten α und β der Näherungsformel

$$\Delta = \alpha + \beta p$$

berechnet, so findet man folgende Werthe:

	α	β_1	β
p=1 bis 2 Atm.	0·0487	0·5572	0·0000539
2 „ 3 „	0·0845	0·5393	0·0000522
3 „ 4 „	0·1187	0·5279	0·0000511
4 „ 5 „	0·1515	0·5197	0·0000503
5 „ 6 „	0·1840	0·5132	0·0000497
6 „ 7 „	0·2158	0 5079	0·0000492
7 „ 8 „	0·2473	0·5034	0·0000487
8 „ 9 „	0·2777	0·4996	0·0000483
9 „ 10 „	0·3074	0·4963	0·0000480

Dabei beziehen sich die Werthe unter β_1 auf den Fall, dass p in Atmosphären ausgedrückt ist. G.

b) nach Versuchen von *Clement* gleich

$$550 + t$$

c) nach sehr genauen Versuchen von *Regnault*

$$606{\cdot}5 + 0{\cdot}305\ t$$

Für technische Zwecke ist die einfachere *Watt*'sche Regel hinreichend genau *).

Die Wärmemenge, welche erforderlich ist, um 1 Kilg. Wasser von T^0 Temperatur auf $T + 1$ Grad zu bringen, ist nach *Regnault*'s Versuchen:

$$1 + 0{\cdot}00004\ T + 0{\cdot}0000009\ T^2$$

nimmt also mit der Temperatur nur äusserst wenig zu, und kann desshalb für technische Rechnungen constant und gleich einer Wärmeeinheit genommen werden.

Unter dieser Voraussetzung, und wenn man die obige *Watt*'sche Regel gelten lässt, sind zur Bildung von einem Kilg. Dampf von irgend einer Temperatur T aus Wasser von derselben Temperatur

$$650 - T$$

Wärmeeinheiten nothwendig.

245.

Verdichtung oder Condensation des Dampfes.

Um 1 Kilg. Dampf, welcher sich in einem geschlossenen Gefäss befindet, durch Einspritzen von Wasser, das eine Temperatur t hat, so weit zu condensiren, dass die Temperatur des Gemenges T Grad wird, braucht man annähernd

$$\frac{650 - T}{T - t} \text{ Kilg. Wasser.}$$

*) Nach den Grundsätzen der mechanischen Wärmetheorie ist die fragliche Wärmemenge verschieden je nach den Umständen, unter welchen die Verdampfung stattfindet, und es bezieht sich insbesondere die Regnault'sche Formel auf den Fall, dass, wie in einem Dampfkessel, der Druck bei der Verdampfung beständig = der Spannkraft des zu erzeugenden Dampfes ist.

G.

246.

Ausströmung des Dampfes aus einem Gefäss.

Nennt man:

P den Druck des Dampfes im Gefäss auf 1 Quadratmeter,

p die Spannung, welche in dem Raum herrscht, nach welchem der Dampf entweicht, gemessen durch den Druck per 1 Quadratmeter,

$\left.\begin{matrix}\alpha + \beta P \\ \alpha + \beta p\end{matrix}\right\}$ Gewicht von einem Kubikmeter Dampf, dessen Spannkraft P und p ist (siehe Nr. 243),

Ω den Querdurchschnitt der Ausströmungsöffnung in Quadratmeter,

k den Contraktions-Coeffizienten für die Ausströmungsöffnung,

Q die Quantität Dampf in Kilogrammen, welche per 1" ausströmt,

U die Geschwindigkeit, mit welcher der Dampf entweicht,

so ist:

$$U = \sqrt{\frac{2g}{\beta} \log \text{nat} \frac{\alpha + \beta P}{\alpha + \beta p}}$$

$$Q = k \Omega (\alpha + \beta p) U$$

Die folgende Tabelle enthält für verschiedene Werthe von $\frac{\alpha+\beta P}{\alpha+\beta p}$ die entsprechenden Werthe von U *).

$\frac{\alpha+\beta P}{\alpha+\beta p}$	U Meter.	$\frac{\alpha+\beta P}{\alpha+\beta p}$	U Meter.
1·1	193	2	522
1·2	267	3	657
1·3	321	4	738
1·4	363	5	795
1·5	399	6	838
1·6	429	7	874
1·7	456	8	903
1·8	480	9	929
1·9	502	10	951

*) Bei der Berechnung dieser Tabelle ist

$$\frac{2g}{\beta} = \frac{2 \times 9{\cdot}81}{0{\cdot}00005}$$

gesetzt worden. G.

247.

Kamine. Taf. XXXVI.

Die Dimensionen der Kamine können mit einer für die Praxis genügenden Genauigkeit durch folgende Regeln bestimmt werden.

Nennt man:

$\mathfrak{S}$ die Steinkohlenmenge in Kilogrammen, welche per 1 Stunde auf einem Feuerherd verbrannt wird,

$\mathfrak{H}$ die Holzmenge in Kilogrammen, welche stündlich auf einem Herd verbrannt wird,

$\mathfrak{L}$ die Luftmenge in Kilogr., welche stündlich durch das Kamin aufsteigt,

N für Dampfmaschinen-Kesselheizungen die Pferdekraft der Maschine oder des Kessels,

H die Höhe des Kamins

Ω den unteren Querschnitt des Kamins

d die untere, d_1 die obere Weite des Kamins

e die untere, e_1 die obere Mauerdicke des Kamins

(H bis e_1) in Metern;

so hat man zur Bestimmung einer der 4 Grössen N, $\mathfrak{S}$, $\mathfrak{H}$, $\mathfrak{L}$, wenn die drei andern bekannt sind, folgende Beziehungen:

$$N = \frac{\mathfrak{S}}{3} = \frac{\mathfrak{H}}{6} = \frac{\mathfrak{L}}{66}$$

$$\mathfrak{S} = 3\,N = \frac{\mathfrak{H}}{2} = \frac{\mathfrak{L}}{22}$$

$$\mathfrak{H} = 6\,N = 2\,\mathfrak{S} = \frac{\mathfrak{L}}{11}$$

$$\mathfrak{L} = 66\,N = 22\,\mathfrak{S} = 11\,\mathfrak{H}$$

Sodann findet man die Hauptdimensionen eines Kamins, dessen Höhe durch Lokal- oder andere Verhältnisse bekannt ist, durch folgende Ausdrücke:

$$\Omega = \frac{N}{14\sqrt{H}} = \frac{\mathfrak{S}}{42\sqrt{H}} = \frac{\mathfrak{H}}{84\sqrt{H}} = \frac{\mathfrak{L}}{924\sqrt{H}}$$

$$d_1 = d - 0{\cdot}013\ H$$

$$e_1 = 0{\cdot}18 \text{ Meter}$$

$$e = 0{\cdot}18 + 0{\cdot}015\ H$$

Für freistehende Kamine ist es zweckmässig, die Höhe 25 mal so gross zu machen, als den unteren Durchmesser. Die Dimensionen dieser Kamine sind:

$$H = 5{\cdot}03\,(N)^{\frac{2}{5}} = 3{\cdot}24\,(\mathfrak{S})^{\frac{2}{5}} = 2{\cdot}46\,(\mathfrak{H})^{\frac{2}{5}} = 0{\cdot}94\,(\mathfrak{L})^{\frac{2}{5}}\ ^{*)}$$

$$d = \frac{H}{25};\ d_1 = d - 0{\cdot}013\ H$$

$$e_1 = 0{\cdot}18;\ e = 0{\cdot}18 + 0{\cdot}015\ H$$

Hiernach ergeben sich die in der folgenden Tabelle enthaltenen zusammengehörigen Werthe**).

*) Hierbei ist ein kreisförmiger Querschnitt des Kamins vorausgesetzt. Bei Voraussetzung eines quadratischen Querschnitts würden der Annahme: $H = 25\,d$ die Formeln entsprechen:

$$H = 4{\cdot}57\,(N)^{\frac{2}{5}} = 2{\cdot}94\,(\mathfrak{S})^{\frac{2}{5}} = 2{\cdot}23\,(\mathfrak{H})^{\frac{2}{5}} = 0{\cdot}86\,(\mathfrak{L})^{\frac{2}{5}}$$

oder auch es würde den oben im Text angegebenen Formeln die Annahme: $H = 22{\cdot}15\,d$ zu Grunde liegen. G.

**) Die Zugwirkung eines Kamins ist ausser von seiner Höhe wesentlich abhängig von der Temperatur = t, mit welcher die Heizgase in dasselbe abziehen. Diese Temperatur t muss um so grösser sein, je kleiner H genommen wird; sie muss bei Kaminen von Eisenblech wegen der bedeutenderen Abkühlung der darin aufsteigenden Gase grösser sein, als bei gemauerten Kaminen; endlich ist ihr nöthiger Werth von den Dimensionen des ganzen Kanalsystems, von der Beschaffenheit und der Schichthöhe des Brennstoffes auf dem Roste abhängig. Unter Voraussetzung mittlerer Verhältnisse in diesen Beziehungen haben sich aus speziell durchgeführten Rechnungen für Steinkohlenfeuerung mit möglichster Berücksichtigung aller Umstände die folgenden Resultate ergeben, wobei t_1 die Temperatur und v_1 die Geschwindigkeit in Mtr. per 1″ bedeutet, womit die Gase aus der oberen Mündung = Ω_1 Quadratmtr. des Kamins entweichen.

1) Quadratische gemauerte Kamine.

$\mathfrak{S}$	Ω_1	H	t° C.	t_1^0 C.	v_1
50	0·2	19·9	299	213	2·1
100	0·3	21·9	246	200	2·7
200	0·5	25·1	202	177	3·1
400	0.9	30·0	162	148	3·2
800	1·7	37·1	129	121	3·2

2) Runde Kamine von Eisenblech.

$\mathfrak{S}$	Ω_1	H	t^0 C.	t_1^0 C.	v_1
50	0·2	19·9	398	158	1·8
100	0·3	21·9	300	164	2·5
200	0·5	25·1	233	152	2·9
400	0·9	30·0	181	131	3·1

Hierbei bedeutet für den Fall, dass mehrere Feuerungen mit einem gemeinschaftlichen Kamine versehen werden sollen, $\mathfrak{S}$ die Steinkohlenmenge in Kilogr., welche stündlich auf allen Feuerherden zusammen verbrannt wird; Ω_1 ist nach der empirischen Formel:

$$\Omega_1 = 0{\cdot}1 + 0{\cdot}002\ \mathfrak{S}$$

und H (von der Horizontalebene der Roste bis zur Mündung des Kamins gerechnet) nach der Formel:

$$H = 11 + \sqrt{40 + 0{\cdot}8\ \mathfrak{S}}$$

berechnet worden. Die Werthe von t lassen sich mit grosser Annäherung durch folgende empirische Formeln ausdrücken:

1) Gemauerte Kamine:

$$t = \frac{300\ H}{\left(0{\cdot}971 - \frac{0{\cdot}3}{\sqrt{\mathfrak{S}}}\right) H - 8} - 273$$

2) Blechkamine:

$$t = \frac{300\ H}{\left(0{\cdot}975 - \frac{0{\cdot}9}{\sqrt{\mathfrak{S}}}\right) H - 8} - 273$$

Diese Formeln für t entsprechen der Forderung eines ausreichenden Zuges, um 75 Kilogr. Kohlen pro Stunde und pro 1 Quadratmeter Rostfläche vortheilhaft zu verbrennen; sie können zur Beurtheilung der nöthigen Temperatur t auch dann benutzt werden, wenn die Höhe H den örtlichen Umständen gemäss etwas anders, als nach der hier vorausgesetzten empirischen Formel bestimmt wird.

Je kleiner die Ausflussgeschwindigkeit v_1 ist, desto leichter können schräg abwärts gerichtete Windströmungen einen störenden Einfluss auf die Zugwirkung des Kamins ausüben. Zur Vergrösserung von v_1 kann man desshalb Veranlassung haben, die Mündung Ω_1 des Kamins nachträglich etwas kleiner zu machen, ohne im Uebrigen an den Dimensionen etwas zu ändern. G.

Abmessungen freistehender Kamine.

H Höhe des Kamins.	d untere Weite im Lichten.	d_1 obere Weite im Lichten.	e_1 obere Mauer-dicke.	e untere Mauer-dicke.	N Pferde-kraft.	𝔖 Stein-kohlen per 1 Stunde.	𝔥 Holz per 1 Stunde.
12	0·48	0·32	0·18	0·36	8·8	26·4	52·8
13	0·52	0·35	0·18	0·38	10·7	32·1	64·2
14	0·56	0·38	0·18	0·39	12·9	38·7	77·4
15	0·60	0·41	0·18	0·41	15·3	45·9	91·8
16	0·64	0·43	0·18	0·42	18·0	54·0	108·0
17	0·68	0·46	0·18	0·44	21·0	63·0	126·0
18	0·72	0·49	0·18	0·45	24·2	72·6	145·2
19	0·76	0·51	0·18	0·47	27·7	83·1	166·2
20	0·80	0·54	0·18	0·48	31·5	94·5	189·0
21	0·84	0·57	0·18	0·50	35·6	106·8	213·6
22	0·88	0·59	0·18	0·51	39·9	119·7	239·4
23	0·92	0·62	0·18	0·53	44·6	133·8	267·6
24	0·96	0·65	0·18	0·54	49·6	148·8	297·6
25	1·00	0·68	0·18	0·56	55·0	165·0	330·0
26	1·04	0·70	0·18	0·57	60·6	181·8	363·6
27	1·08	0·73	0·18	0·59	66·6	199·8	399·6
28	1·12	0·76	0·18	0·60	73·0	219·0	438·0
29	1·16	0·78	0·18	0·62	79·7	239·1	478·2
30	1·20	0·81	0·18	0·63	86·7	260·1	520·2
31	1·24	0·84	0·18	0·65	94·1	282·3	564·6
32	1·28	0·86	0·18	0·66	102	306	612
33	1·32	0·89	0·18	0·68	110	330	660

Die Abmessungen der Fundamente können nach folgenden Regeln bestimmt werden.

Fig. 11, Taf. XXXVI. g h i k Betonmasse. a b c f Quadermasse

Höhe des ganzen Fundamentes mit Einschluss der Betonmasse 3·5 d.

Neigungswinkel des Fundamentkörpers 60°.

Breite der Quadermasse 5 d.

Höhe der Quadersteine ungefähr gleich e.

Dampfkessel.

248.

Das Güteverhältniss und die Heizfläche eines Dampfkessels.

Das Güteverhältniss eines Dampfkessels ist das Verhältniss aus der in den Kessel eindringenden und der durch die Verbrennung des Brennstoffs entwickelten Wärmemenge.

Nennt man:

B die Brennstoffmenge in Kilg., welche in jeder Stunde auf dem Rost verbrannt wird,

$\mathfrak{H}$ die Wärmemenge, welche durch die Verbrennung von 1 Kilg. Brennstoff entwickelt wird,

Q die Gasmenge in Kilg., welche durch die Verbrennung von B Kilg. Brennstoff entsteht incl. der überschüssigen Luft,

$s = 0·24$ die Wärmekapacität dieses Gasgemenges,

$k = 23$ die Wärmemenge, welche in jeder Stunde durch einen Quadratmeter der Heizfläche eindringen würde, wenn die Temperatur der Verbrennungsgase nur um einen Grad höher wäre als jene des Wassers im Kessel,

F die Heizfläche des Kessels, d. h. derjenige Theil der Oberfläche des Kessels, welcher einerseits mit der Flamme und mit den Verbrennungsgasen, anderseits mit dem im Kessel befindlichen Wasser in Berührung steht,

t_0 die Temperatur des Wassers, mit welchem der Kessel gespeist wird,

t_1 die Temperatur des Wassers im Kessel,

T_0 die Temperatur der in den Feuerherd einströmenden atmosphärischen Luft,

$e = 2·718$ die Basis der natürlichen Logarithmen,

$\mathfrak{p}$ das oben erklärte Güteverhältniss des Kessels,

S die Dampfmenge in Kilg., welche durch die B Kilg. Brennstoff in jeder Stunde gebildet wird;

so hat man folgende Beziehungen*):

*) Diese Beziehungen beruhen auf der Voraussetzung, dass die ganze Heizfläche eine sogen. indirecte Heizfläche sei, d. h. dass sie die Wärme nur durch ihre Berührung mit den Heizgasen empfange. Ist aber ein Theil der Heiz fläche eine sogen. directe Heizfläche, d. h. der Wärmestrahlung des glühenden Brennstoffs ausgesetzt, so empfängt sie ausser durch Berührung mit den Heizgasen zugleich eine nicht unbeträchtliche Wärmemenge direct durch Strahlung, und es sei dann mit σ das Verhältniss dieser ausgestrahlten zu der gleichzeitig auf dem Roste entwickelten Wärmemenge bezeichnet. Die Letztere ist nur ein

$$\mathfrak{p} = \left[1 - (t_1 - T_0)\,\frac{s}{\mathfrak{H}}\,\frac{Q}{B}\right]\left(1 - e^{-\frac{k}{s}\frac{F}{Q}}\right)$$

Theil des Heizwerthes des aufgewendeten Brennstoffs; ihr Verhältniss zu diesem Heizwerthe ist das Güteverhältniss der Feuerung und sei mit q bezeichnet; $\eta = \mathfrak{p}\,q$ ist das resultirende Güteverhältniss der ganzen Kesselanlage.

Bei Steinkohlenfeuerung kann, wenn nur die Decke des Feuerraums als directe Heizfläche wirkt, $\sigma = 0{\cdot}2$,

wenn dagegen auch die Seitenwände durch directe Heizflächen gebildet werden, $\sigma = 0{\cdot}3$ gesetzt werden.

Der Vortheil einer directen Heizfläche wird zum Theil, unter Umständen vollständig dadurch aufgewogen, dass q um so kleiner ist, je grösser σ.

Um sicher zu gehen, ist im Allgemeinen zu setzen:

$q = 0{\cdot}8$ für $\sigma = 0$
$q = 0{\cdot}75$ „ $\sigma = 0{\cdot}2$
$q = 0{\cdot}72$ „ $\sigma = 0{\cdot}3$

Ist nun:

T_1 die Temperatur der Heizgase im Feuerraum,
T_2 die Temperatur, mit welcher die Heizgase in das Kamin abziehen,
W die Wärmemenge, welche stündlich in den Kessel eindringt,
w W die Wärmemenge, welche die Heizgase stündlich durch die schädlichen Abkühlungsflächen der Heizkanäle (durch das Ofengemäuer) verlieren,

so ist der vollständige Ausdruck des Güteverhältnisses $\mathfrak{p}$:

$$\mathfrak{p} = \frac{1-\sigma}{1+w}\,\frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_0} + s$$

Dabei ist:

$$T_1 = T_0 + \frac{(1-\sigma)\,q\,H}{\frac{Q}{B}\,s}$$

unter H den Heizwerth des Brennstoffs verstanden, während die Buchstaben T_0, Q, B, s die oben im Text angegebenen Bedeutungen haben. Hiernach lassen sich T_1 und $\mathfrak{p}$ für einen gegebenen Fall berechnen, wenn für T_2 ein passender Werth mit Rücksicht auf die genügende Zugwirkung des Kamins angenommen wird, also nach Nr. 247, Anmerkung:

für gemauerte Kamine wenigstens $T_2 = 150$ bis 300
„ eiserne „ „ $T_2 = 200$ „ 400

um so grösser, je kleiner B, S oder W gegeben ist. Ist nun $W_1 = \frac{W}{F}$ die Wärmemenge, welche pro Stunde und pro Quadratmeter Heizfläche in den Kessel eindringt, so ist

$$W_1 = k\,\frac{\mathfrak{p}}{\mathfrak{p}-\sigma}\,\frac{T_1 - T_2}{\text{lognat}\,\frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_1}}$$

worin k und t_1 die oben im Text angegebenen Bedeutungen haben. Ist W ge-

$$\frac{F}{S} = \frac{Q}{B} \frac{s}{k} \frac{650 - t_0}{\mathfrak{H}} \frac{1}{\mathfrak{p}} \text{ lognat} \left\{ \frac{1 - (t_1 - T_0) \frac{s}{\mathfrak{H}} \frac{Q}{B}}{1 - \mathfrak{p} - (t_1 - T_0) \frac{s}{\mathfrak{H}} \frac{Q}{B}} \right\}$$

---

geben, so findet man hiernach schliesslich die erforderliche Grösse der Heizfläche:

$$F = \frac{W}{W_1}$$

Ist aber unmittelbar nicht W, sondern S gegeben, so ist:

$$W = (606{\cdot}5 + 0{\cdot}305\, t_1 - t_0)\, S$$

Die stündlich aufzuwendende Brennstoffmenge ist: $B = \frac{W}{\eta\, H}$.

Setzt man:

$$T_0 = 0 \text{ und } w = 0$$

so wird einfacher:

$$T_1 = \frac{(1 - \sigma)\, q\, H}{\frac{Q}{B}\, s}\, ; \quad \mathfrak{p} = 1 - (1 - \sigma) \frac{T_2}{T_1}$$

$$W_1 = k \frac{\frac{T_1}{1 - \sigma} - T_2}{\text{lognat} \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_1}}$$

Hiernach findet man mit den Annahmen:

$$H = 6600\, ; \frac{Q}{B} = 22\, ; s = 0{\cdot}24$$

für $\sigma = 0$, $q = 0{\cdot}8$: $T_1 = 1000$
„ $\sigma = 0{\cdot}2$, $q = 0{\cdot}75$: $T_1 = 750$
„ $\sigma = 0{\cdot}3$, $q = 0{\cdot}72$: $T_1 = 630$

und für verschiedene Werthe von T_2 die folgenden

Werthe von $\mathfrak{p}$:

	$T_2 = 400$	$T_2 = 350$	$T_2 = 300$	$T_2 = 250$	$T_2 = 200$	$T_2 = 150$
$\sigma = 0$	0·60	0·65	0·70	0·75	0·80	0·85
$\sigma = 0{\cdot}2$	0·573	0·627	0·680	0·733	0·787	0·840
$\sigma = 0{\cdot}3$	0·556	0·611	0·667	0·722	0·778	0·833

Werthe von $\eta = \mathfrak{p}\, q$:

	$T_2 = 400$	$T_2 = 350$	$T_2 = 300$	$T_2 = 250$	$T_2 = 200$	$T_2 = 150$
$\sigma = 0$	0·48	0·52	0·56	0·60	0·64	0·68
$\sigma = 0{\cdot}2$	0·43	0·47	0·51	0·55	0·59	0·63
$\sigma = 0{\cdot}3$	0·40	0·44	0·48	0·52	0·56	0·60

$$\frac{S}{B} = \frac{\mathfrak{p}\,\mathfrak{H}}{650 - t_0}$$

---

ferner mit $k = 22$ die folgenden

Werthe von $W_1 = \frac{W}{F}$ für $t_1 = 120^0$ (ca. 2 Atm. Druck):

	$T_2 = 400$	$T_2 = 350$	$T_2 = 300$	$T_2 = 250$	$T_2 = 200$	$T_2 = 150$
$\sigma = 0$	11527	10657	9704	8628	7340	5535
$\sigma = 0{\cdot}2$	14583	12828	11196	9584	7862	5691
$\sigma = 0{\cdot}3$	18346	15195	12675	10461	8314	5824

Werthe von $W_1 = \frac{W}{F}$ für $t_1 = 160^0$ (ca. 6 Atm. Druck):

	$T_2 = 400$	$T_2 = 350$	$T_2 = 300$	$T_2 = 250$	$T_2 = 200$
$\sigma = 0$	10536	9621	8595	7387	5781
$\sigma = 0{\cdot}2$	13146	11407	9750	8044	6029
$\sigma = 0{\cdot}3$	16367	13360	10889	8651	6251

Mit $t_0 = 25^0$, also

$$W = 618\ S \text{ für } t_1 = 120^0$$
$$W = 630\ S \text{ für } t_1 = 160^0$$

findet man endlich die folgenden

Werthe von $\frac{S}{F}$ für $t_1 = 120^0$:

	$T_2 = 400$	$T_2 = 350$	$T_2 = 300$	$T_2 = 250$	$T_2 = 200$	$T_2 = 150$
$\sigma = 0$	18·7	17·2	15·7	14·0	11·9	9·0
$\sigma = 0{\cdot}2$	23·6	20·8	18·1	15·5	12·7	9·2
$\sigma = 0{\cdot}3$	29·7	24·6	20·5	16·9	13·5	9·4

Werthe von $\frac{S}{F}$ für $t_1 = 160^0$:

	$T_2 = 400$	$T_2 = 350$	$T_2 = 300$	$T_2 = 250$	$T_2 = 200$
$\sigma = 0$	16·7	15·3	13·6	11·7	9·2
$\sigma = 0{\cdot}2$	20·9	18·1	15·5	12·8	9·6
$\sigma = 0{\cdot}3$	26·0	21·2	17·3	13·7	9·9

Ist der Kessel mit einem Vorwärmer versehen, welcher als ein Gegenstromapparat (siehe Nr. 263) angeordnet ist und in welchem das an einem Ende mit der Temperatur t_0 eintretende Speisewasser bis zur Temperatur $t \lesseqgtr t_1$ vor-

$$\frac{F}{B} = \frac{Q}{B}\,\frac{s}{k}\,\text{lognat}\left\{\frac{1-(t_1-T_0)\,\frac{s}{\mathfrak{H}}\,\frac{Q}{B}}{1-\mathfrak{p}-(t_1-T_0)\,\frac{s}{\mathfrak{H}}\,\frac{Q}{B}}\right\}$$

Für Dampfkesselheizungen mit Steinkohlen darf man setzen:

$$\frac{Q}{B} = 22 \quad \mathfrak{H} = 5400 \quad t_1 - T_0 = 100 \quad t_0 = 50^0$$

$$s = 0{\cdot}24 \quad k = 23$$

---

gewärmt werden soll, so dass es mit dieser Temperatur t in den Hauptkessel eintritt, so sind die

Heizfläche $= F'$ des Hauptkessels und
Heizfläche $= F''$ des Vorwärmers

folgendermassen zu berechnen. Es sei:

W' die in den Hauptkessel,
W'' „ „ „ Vorwärmer stündlich eindringende Wärmemenge,
$W = W' + W'' = (606{\cdot}5 + 0{\cdot}305\ t_1 - t_0)\ S = D\ S$

die gegebene Wärmemenge, welche stündlich in den ganzen Kessel eindringt, so ist:

$$W'' = \frac{t - t_0}{D}\,W; \quad W' = W - W'';$$

ferner die Temperatur, mit welcher die Heizgase vom Hauptkessel zum Vorwärmer gelangen:

$$T = T_2 + \frac{t - t_0}{D}\,(T_1 - T_2)$$

$$W'_1 = k'\,\frac{\frac{T_1}{1-\sigma} - T}{\text{lognat}\,\frac{T_1 - t_1}{T - t_1}}; \quad F' = \frac{W'}{W'_1}$$

$$W''_1 = k''\,\frac{(T - t) - (T_2 - t_0)}{\text{lognat}\,\frac{T - t}{T_2 - t_0}}; \quad F'' = \frac{W''}{W''_1}$$

$$B = \frac{W}{\eta\,H}; \quad \eta = \mathfrak{p}\,\mathfrak{q}.$$

Dabei sind T_1, $\mathfrak{p}$ und $\mathfrak{q}$ wie früher für einen Kessel ohne Vorwärmer zu bestimmen, während für T_2 mit Rücksicht auf die Zugwirkung des Kamins ein passender Werth zu wählen ist.

Gewöhnlich kann gesetzt werden:

$$k' = 22;\ k'' = 18;\ t = t_1;\ H = 6600$$

und für den hier üblichen Fall einer äusseren Feuerung mit directer Heizfläche (des Hauptkessels):

$$\sigma = 0{\cdot}2;\ \mathfrak{q} = 0{\cdot}75;\ T_1 = 750$$

$$\mathfrak{p} = 1 - 0{\cdot}8\,\frac{T_2}{750}$$

G.

und dann findet man:

$$\mathfrak{p} = 0.902 \left(1 - e^{-4.36 \frac{F}{B}}\right)$$

$$\frac{F}{S} = \frac{0.0255}{\mathfrak{p}} \text{ lognat} \left(\frac{0.902}{0.902 - \mathfrak{p}}\right)$$

$$\frac{S}{B} = 9\,\mathfrak{p}$$

$$\frac{F}{B} = 0.23 \text{ lognat} \left(\frac{0.902}{0.902 - \mathfrak{p}}\right)$$

Vermittelst dieser Formeln findet man:

für $\mathfrak{p}$ =	0·4	0·5	0·6	0·7	0·8
$\frac{S}{B}$ =	3·6	4·5	5·4	6·3	7·2
$\frac{F}{S}$ =	0·0374	0·0412	0·0465	0·0545	0·0695
$\frac{F}{B}$ =	0·135	0·186	0·252	0·344	0·501

249.

Gewöhnliche empirische Regeln zur Bestimmung der Heizfläche.

Gewöhnlich wird die Heizfläche der Dampfkessel durch folgende Zahlenverhältnisse bestimmt.

Man rechnet für jede Pferdekraft einer Landmaschine 1·5 Quadratmeter, für jede Pferdekraft einer Schiffsmaschine 1 Quadratmeter Heizfläche.

1 Quadratmeter Heizfläche liefert:

in 1 Sekunde . . . 0·0067 Kilg. Dampf
in 1 Minute . . . 0·4 „ „
in 1 Stunde . . . . 24 „ „

Zur Produktion von 1 Kilg. Dampf in einer Sekunde sind erforderlich 150 Quadratmeter Heizfläche.

Zur Produktion von 1 Kilg. Dampf in einer Minute sind erforderlich 2·5 Quadratmeter Heizfläche.

Zur Produktion von 1 Kilg. Dampf in einer Stunde sind erforderlich 0·041 Quadratmeter Heizfläche.

Diese Regeln sind mangelhaft, weil der Dampfverbrauch einer Maschine pro Pferdekraft und die Verdampfungsfähigkeit eines Kessels pro Quadratmeter Heizfläche unter verschiedenen Umständen sehr verschieden sind.

250.

Cylindrische Kessel mit oder ohne Siedröhren.

Nennt man:

F die Heizfläche, welche der Kessel erhalten soll,
D den Durchmesser des Hauptkessels,
L die ganze Länge des Hauptkessels,
d den Durchmesser einer Siedröhre oder Wärmeröhre,
l die Länge einer Siedröhre oder Wärmeröhre,
m, m_1 die Zahlen, welche ausdrücken, wie oftmal die Oberflächen des Hauptkessels und eines Siedrohres grösser sind, als die Heizflächen derselben,
i die Anzahl der Siedröhren,

so ist:

$$D = \sqrt{\left\{\frac{F}{\pi \frac{L}{D}\left[\frac{1}{m} + \frac{i}{m_1}\left(\frac{d}{D}\right)\left(\frac{l}{L}\right)\right]}\right\}}$$

Für Kessel ohne Siedröhren ist: $i = o$, $m = 1{\cdot}757$, und dann wird:

$$D = 0{\cdot}75 \sqrt{\frac{D}{L} F}$$

Für $\frac{L}{D} =$	5	6	7	8
wird $D =$	$0{\cdot}335 \sqrt{F}$	$0{\cdot}306 \sqrt{F}$	$0{\cdot}283 \sqrt{F}$	$0{\cdot}265 \sqrt{F}$

251.

Roste für Dampfkessel.

Nennt man: $\mathfrak{S}$ die Steinkohlenmenge in Kilg. und $\mathfrak{H}$ die Holzmenge in Kilgr., welche stündlich auf einem Rost verbrannt werden sollen, so ist die Rostfläche R zu nehmen wie folgt:

$$R = \frac{\mathfrak{S}}{50} = \frac{\mathfrak{H}}{100}$$

Die Spalten zwischen den Roststäben sollen $\frac{1}{4}$ der ganzen Rostfläche betragen.

Die Dimensionen der Roststäbe sind nach den in Fig. 6, Taf. XXXVI angegebenen Verhältnissen zu nehmen.

252.

Allgemeine Regeln für Roste.

Nennt man:

B die Brennstoffmenge in Kilg., welche stündlich auf dem Rost verbrannt werden soll,

R die Oberfläche des Rostes,

𝔅 das Volumen des auf dem Rost befindlichen Brennstoffes,

Δ die mittlere Dicke der Brennstoffschichte,

v die Anfachungsgeschwindigkeit oder die Geschwindigkeit, mit welcher die Luft durch die Rostspalten strömt, in Metern,

m das Verhältniss der Summe der Querschnitte sämmtlicher Rostspalten und der Fläche des Rostes,

so hat man für jede Feuerungsanlage:

$$\mathfrak{B} = \frac{1}{1895} \frac{B}{m}, \quad R = \frac{1}{1895} \frac{B}{m\,\Delta}, \quad v = 7\,\Delta$$

In diesen Formeln ist zu setzen:

	m	Δ	$\frac{R}{B}$
für Dampfkesselfeuerungen mit Steinkohlen .	0·25	0·1	$\frac{1}{48}$
„ Lokomotivfeuerungen mit Coaks	0·50	0·4	$\frac{1}{379}$
„ Holzfeuerungen	0·30	0·2	$\frac{1}{114}$
„ Holzkohlenfeuerungen	0·25	0·18	$\frac{1}{85}$

253.

Einmauerung der Kessel.

Auf Tafel XXXVI findet man die Verhältnisse der Hauptdimensionen der Kessel und jene der Einmauerung zum Durchmesser des Kessels angegeben.

Fig. 1, 2, 3, 4, Kessel ohne Siedröhre, die Länge 6 mal so gross als der Durchmesser.

Fig. 7, 8, 9, 10, Kessel mit 2 Siedröhren; der Kessel 5 mal so lang als der Durchmesser.

254.

Wanddicke cylindrischer und kugelförmiger Theile der Dampfkessel.

Nennt man:

D den inneren Durchmesser eines cylindrischen oder kugelförmigen Theiles eines Dampfkessels in Centimetern,
δ die Metalldicke der cylindrischen oder kugelförmigen Wand in Centimetern,
n die Anzahl der Atmosphären, welche der Dampfspannung entspricht,

so hat man:

a) für cylindrische Kessel:

$$\delta = \frac{1{\cdot}315 + 0{\cdot}495\, n}{363 - n}\, D$$

Diese Formel*) gibt:

für n =	1	2	3	4	5	6	7	8
$\frac{\delta}{D}$ =	0·0050	0·0064	0·0078	0·0092	0·0106	0·0120	0·0134	0·0149

b) Für kugelförmige Kesseltheile kann dieselbe Regel wie für cylindrische Kessel mit noch etwas grösserer Sicherheit angewendet werden.

255.

Vernietung der Bleche. Taf. XXXVI, Fig. 5.

Durchmesser eines Nietbolzens . . . . 2 δ
Durchmesser des halbkugelförmigen Kopfes . . . . 3 δ
Durchmesser des konischen Kopfes . . . . 4 δ
Ganze Höhe einer Niete mit Einschluss der Köpfe . . . . 5 δ
Entfernung zweier auf einander folgenden Nieten von Mittel auf Mittel . . . . 5 δ
Entfernung der Mittelpunkte der Nieten vom Rand des Bleches 3 δ

---

*) Dieselbe ist im Resultat kaum verschieden von der einfacheren Formel

$$\frac{\delta}{D} = 0{\cdot}0014\,(n - 1) + 0{\cdot}005$$

G.

256.

Sicherheitsventile.

Nennt man:

F die Heizfläche des Kessels in Quadratmetern,
N die Pferdekraft des Kessels,
S die Dampfmenge in Kilg., welche in jeder Sekunde in dem Kessel produzirt werden soll,
Ω den Querschnitt der Ventilöffnung in Quadratmetern,
P die Belastung des Ventils in Kilogrammen,
p denjenigen Druck des Dampfes auf einen Quadratmeter in Kilg., bei welchem die Hebung des Ventils beginnen soll,
$\alpha + \beta$ p das Gewicht von einem Kubikmeter Dampf, der auf einen Quadratmeter einen Druck p ausübt, in Kilogrammen,
$\mathfrak{A}$ den Druck der Atmosphäre auf einen Quadratmeter in Kilogrammen,

so hat man zur Berechnung von Ω und P folgende Ausdrücke:

$$\Omega = 0{\cdot}04 \frac{S}{\alpha + \beta p} = \frac{0{\cdot}04}{150} \frac{F}{\alpha + \beta p} = \frac{0{\cdot}04}{100} \frac{N}{\alpha + \beta p}$$

$$P = \Omega (p - \mathfrak{A})$$

$$P = 0{\cdot}04 \, S \frac{p - \mathfrak{A}}{\alpha + \beta p} = \frac{0{\cdot}04}{150} F \frac{p - \mathfrak{A}}{\alpha + \beta p} = \frac{0{\cdot}04}{100} N \frac{p - \mathfrak{A}}{\alpha + \beta p}$$

Vermittelst dieser Formeln ist nachstehende Tabelle berechnet*):

Spannung des Dampfes im Kessel in Atmosph.	$\frac{\Omega}{S}$	$\frac{\Omega}{F}$	$\frac{\Omega}{N}$	$\frac{P}{S}$	$\frac{P}{F}$	$\frac{P}{N}$
2	0·03571	0·000238	0·000357	369	2·46	3·69
3	0·02486	0·000166	0·000249	514	3·43	5·14
4	0·01907	0·000127	0·000191	591	3·94	5·91
5	0·01547	0·000103	0·000155	639	4·26	6·39
6	0·01301	0·000087	0·000130	672	4·48	6·72

*) Dabei ist nach Nr. 243 gesetzt worden:

$$\alpha = 0{\cdot}1427; \quad \beta = 0{\cdot}0000473$$

Heizung zur Erwärmung der Lokalitäten.

257.

Bestimmung der Wärmemenge, welche die Beheizung eines Raumes erfordert.

Nennt man:

M die Mauerfläche, Deckfläche und Bodenfläche, welche den zu erwärmenden Raum einschliessen, die Fensterflächen nicht mitgerechnet,

F die Summe der Fensterflächen, welche in der Einschliessungsfläche des zu erwärmenden Raums vorkommen,

e die Mauerdicke,

Δ_0 die niedrigste Temperatur der äusseren Luft im Winter,

Δ die Temperatur, welche in dem Raum hervorgebracht werden soll, wenn die äussere Temperatur Δ_0 ist,

m, n zwei Zahlen, welche von der Natur des Baumaterials abhängen,

p die Wärmemenge, welche stündlich durch 1 Quadratmeter Fensterfläche bei einer Temperaturdifferenz von 1° verloren geht,

f ein Coeffizient, welcher von dem Umstand abhängt, ob die Heizung continuirlich fortgeht oder mit Unterbrechungen,

so ist die Wärmemenge, welche stündlich die Beheizung des Raums erfordert, wenn derselbe nicht künstlich ventilirt wird:

$$W = f\left(\frac{m\,n}{m\,e + n}\,M + p\,F\right)(\Delta - \Delta_0)$$

Die folgende Tabelle gibt für verschiedene Materialien die Werthe von m, n und p*):

Die Formeln und Tabellenwerthe für

$$\frac{\Omega}{F};\ \frac{\Omega}{N};\ \frac{P}{F};\ \frac{P}{N}$$

beruhen ausserdem auf den in Nr. 249 als mangelhaft bezeichneten Regeln und sind deshalb nur mit derselben Einschränkung und Vorsicht wie diese zu benutzen. G.

*) Obige Formel und Werthe von m, n und p sind älteren Angaben von Péclet entnommen, wobei zu bemerken ist, dass n = 0·8 sich auf den in Paris gewöhnlich benutzten Baustein bezieht. —

Im Allgemeinen kann es der Fall sein, dass die Wand, welche den zu heizenden Raum einschliesst, aus Theilen = F von verschiedener Art besteht und dass jenseits derselben verschiedene Temperaturen herrschen. Ist dann

	m	n	p
Bruchsteinmauer .	9	0·80	—
Backsteinmauer .	9	0·68	—
Tannenholz . . .	8	0·17	—
Eichenholz . . .	8	0·32	—
Einfaches Glasfenster	—	—	3·66
Doppelfenster . .	—	—	2·00

---

k der Wärmeüberführungs-Coefficient eines solchen Wandtheils, d. h. die Wärmemenge, welche stündlich durch 1 Quadratmeter dieses Wandtheils für $\delta = 1$ verloren geht, unter

δ den Ueberschuss der Temperatur Δ über die jenseits dieses Wandtheils herrschende Temperatur verstanden, so ist allgemein:

$$W = f \cdot \Sigma (k\ F\ \delta).$$

Grenzt der betreffende Wandtheil an die freie Luft oder an einen ungeheizten offenen Raum, so ist $\delta = \Delta - \Delta_0$; grenzt er an einen ungeheizten geschlossenen Raum, so kann im Allgemeinen $\delta = \frac{1}{2}(\Delta - \Delta_0)$ gesetzt werden, dagegen $\delta = 0$ für den Fall des Angrenzens an einen selbst geheizten geschlossenen Raum.

Nach Nr. 259 hat man mit $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma$ für eine einfache Wand:

$$k = \frac{1}{\frac{2}{\gamma} + \frac{e}{\lambda}}$$

Dabei ist nach späteren Angaben von Péclet zu setzen:

	λ		λ
Eisen und Zink	28	Eichenholz	0·21 — 0·25
Coaks	5	Tannenholz, parallel zu den Fasern	0·17
Marmor	3·1	„ normal	0·09
Kalkstein	1·1 bis 1·8	Gestossene Ziegel	0·15
Glas	0·8	Kork	0·14
Gebrannte Erde	0·6	Holzasche	0·06

Die Werthe von γ sind mehr schwankend und unsicher gefunden worden, auch abhängig nicht nur vom Material und der Oberflächenbeschaffenheit, sondern ausserdem von Form und Grösse der Wand (wegen der dadurch beeinflussten Luftströmung längs derselben) sowie von der Temperaturdifferenz zwischen der Luft und der angrenzenden Wandschicht. Ist Letztere von so mässiger Grösse wie bei zu heizenden bewohnbaren Räumen, so kann im Durchschnitt gesetzt werden:

Für ununterbrochene Heizung ist . . . . $f = 1·0$
Wenn nur bei Tage geheizt wird, Nachts aber nicht $f = 1·2$
In den gewöhnlichen Fällen ist anzunehmen: a) Mauern aus Bruchsteinen. b) Mauerdicke 0·6^m^. c) Einfache Fenster. d) Heizung

---

für Glaswände und nicht polirte Metallwände . . . . . . $\gamma = 6$
„ Holzwände . . . . $\gamma = 8$
„ Mauern (mit Rücksicht auf die Fugen zwischen den Steinen reichlich gegriffen) . . . . $\gamma = 10$

Folgende Tabelle enthält die Werthe von k für Mauern, welche mit $\gamma = 10$ berechnet und schliesslich noch zu grösserer Sicherheit beim Gebrauch sowie mit Rücksicht auf die nicht besonders in Rechnung zu stellenden Thüren um 10 % vergrössert wurden.

e	Backstein-Mauer.	Bruchstein-Mauer.		
Meter.	$\lambda = 0·6$	$\lambda = 0·8$	$\lambda = 1·2$	$\lambda = 1·6$
0·3	1·57	1·91	2·44	2·84
0·4	1·27	1·57	2·06	2·44
0·5	1·07	1·33	1·78	2·15
0·6	0·91	1·15	1·57	1·91
0·7	0·80	1·02	1·40	1·73
0·8	0·72	0·91	1·27	1·57
0·9	0·65	0·82	1·16	1·26

Fussböden und Decken sind in der Regel als doppelte Holzwände mit einer eingeschlossenen Luftschicht zu betrachten; somit hat man nach Nr. 260, Anmerkung, unter e die Dicke der einzelnen Holzwand verstanden, mit

$$n = 2; \quad \gamma_1 = \gamma_2 = \gamma; \quad \gamma'_1 = \gamma'_2 = \frac{1}{2}\gamma$$

für eine Decke (Durchgang der Wärme von Unten nach Oben):

$$k = \frac{1}{2} \frac{1}{\frac{2}{\gamma} + \frac{e}{\lambda}}$$

und für einen Fussboden (Durchgang der Wärme von Oben nach Unten):

$$k = \frac{1}{2} \frac{1}{\frac{3}{\gamma} + \frac{e}{\lambda}}$$

insbesondere mit $e = 0·05$, $\gamma = 8$, $\lambda = 0·1$:

für Decken: $k = 0·67$
„ Fussböden: $k = 0·57$.

G.

mit Unterbrechung. e) Grösste Temperaturdifferenz 30° und dann wird:

$$W = 42\ M + 132\ F$$

258.

Heizung mit Lufterneuerung für Lokalitäten, in welchen sich eine grössere Anzahl Menschen aufhalten.

Ein Mensch bedarf stündlich 6 Kubikm. oder $6 \times 1{\cdot}3 = 7{\cdot}8$ oder nahe 8 Kilogramm atmosphärische Luft. Die Wärmemenge, welche ein Mensch in 1 Stunde entwickelt, beträgt ungefähr 73 Einheiten; von diesen werden aber $25 = 0{\cdot}038 \times 650$ Einheiten zur Dampfbildung verwendet, es bleiben also noch $73 - 25 = 48$ Einheiten übrig, welche erwärmend wirken. Nennt man nun:

- q die Luftmenge in Kilg., welche stündlich durch Ventilation dem zu erwärmenden Raume in reinem, aber kaltem Zustande zugeleitet und in unreinem Zustande aus dem Raume abgeleitet werden soll,
- $\mathfrak{N}$ die Anzahl der Menschen, welche sich in dem Raume aufhalten,
- W die Wärmemenge, welche stündlich durch den Heizapparat entwickelt werden muss, um in dem Raum eine Temperatur $\varDelta$ zu erhalten,

so ist:

$$W = f\left(\frac{m\ n}{m\ e + n}\ M + p\ F\right)(\varDelta - \varDelta_0) + 0{\cdot}237\ q\ (\varDelta - \varDelta_0) - 48\,\mathfrak{N}$$

Gewöhnlich ist zu nehmen: $q = 8\,\mathfrak{N}$, und f, n, m, p, e, $\varDelta$, $\varDelta_0$ wie in vorhergehender Nummer; dann wird:

$$W = 42\ M + 132\ F + 9\,\mathfrak{N}$$

259.

Durchgang der Wärme durch eine ebene Wand, die von zwei Flüssigkeiten berührt wird, deren Temperaturen unveränderlich sind.

Es seien:

- $\varDelta$ die Temperaturdifferenz der beiden durch die Wand getrennten Flüssigkeiten,
- e die Wanddicke in Metern,
- F die Oberfläche einer Wandseite in Quadratmetern,
- W die Wärmemenge, welche stündlich durch die Wand geht,

γ_1, γ_2 die Wärmeübergangs-Coeffizienten, welche den beiden Begränzungsflächen der Wand entsprechen. Der Wärmeübergangs-Coeffizient ist die Wärmemenge, welche in einer Stunde durch einen Quadratmeter der Begränzungsfläche eines Körpers geht, wenn die Differenz der Temperaturen, welche im Körper unmittelbar innerhalb seiner Oberfläche und in der Flüssigkeit unmittelbar ausserhalb des Körpers vorhanden sind, einen Grad beträgt.

λ der Wärmeleitungs-Coeffizient des Materials, aus welchem die Wand besteht. Dieser Coeffizient ist die Wärmemenge, welche in einer Stunde durch jeden Querschnitt eines Stabes geht, dessen Querschnitt 1 Quadratmeter beträgt, wenn die Temperaturen im Stab auf jeden Meter Länge um einen Grad verschieden sind.

Dies vorausgesetzt, hat man:

$$W = \frac{F \Delta}{\frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_2} + \frac{e}{\lambda}}$$

260.

Wärmemenge, welche stündlich durch einen Quadratmeter einer ebenen Wand geht, die aus mehreren sich berührenden Materialschichten zusammengesetzt ist.

Nennt man:

Δ die Temperaturdifferenz der beiden durch die Wand getrennten Flüssigkeiten,

$e_1, e_2, e_3 \ldots$ die Dicken der Materialschichten, aus welchen die Wand besteht,

$\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3 \ldots$ die Wärmeübergangs-Coeffizienten durch die Begränzungsebenen der Schichten,

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3 \ldots$ die Wärmeleitungs-Coeffizienten, welche den Materialien entsprechen, aus welchen die Schichten bestehen,

F die Oberfläche einer Wandseite in Quadratmetern,

W die Wärmemenge, welche stündlich durch die Wand geht,

so ist:

$$W = \frac{F \Delta}{\frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_2} + \frac{1}{\gamma_3} + \ldots + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} + \ldots} \quad ^{*)}$$

*) Wenn die zusammengesetzte Wand aus n festen Wänden mit den Dicken

261.

Wärmemenge, welche stündlich durch die Wände eines cylindrischen Gefässes geht, das innen und aussen mit Flüssigkeiten in Berührung steht.

Nennt man:

Δ die Temperaturdifferenz der beiden Flüssigkeiten,

$e_1, e_2 \ldots$ und Leitungs-Coefficienten $\lambda_1, \lambda_2 \ldots$ besteht, welche durch $(n-1)$ Luftschichten getrennt sind, so darf man setzen:

1) falls die Luft in den Zwischenschichten derart in Bewegung befindlich vorausgesetzt wird, dass ausser der Strahlung von einer zur anderen der festen Theilwände noch die Lufttheilchen selbst die Wärme von einer zur anderen übertragen:

$$W = k\,F\,\Delta;\ \frac{1}{k} = \sum_1^{2n} \frac{1}{\gamma} + \sum_1^{n} \frac{e}{\lambda}$$

2) falls die Luft in den Zwischenschichten ruht, so dass wegen der sehr kleinen Wärmeleitungsfähigkeit ruhender Luft sich die festen Theilwände nur durch Strahlung die Wärme zusenden:

$$W = k\,F\,\Delta;\ \frac{1}{k} = \frac{1}{\gamma_1} + \sum_2^{2n-1} \frac{1}{\gamma'} + \frac{1}{\gamma_{2n}} + \sum_1^{n} \frac{e}{\lambda}$$

wobei γ_1 den Wärmeeintritts-Coefficienten für die erste, γ_{2n} den Wärmeaustritts-Coefficienten für die letzte der festen Theilwände und γ' denjenigen Theil irgend eines der übrigen $(2n-2)$ Wärmeübergangs-Coefficienten bedeutet, welcher durch die Wärmestrahlung allein bedingt wird.

Sind alle n festen Theilwände von gleicher Art und ist für jede der Coefficient

des Wärmeeintritts $= \gamma_1$, der Wärmeeinstrahlung $= \gamma'_1 < \gamma_1$
des Wärmeaustritts $= \gamma_2$, der Wärmeausstrahlung $= \gamma'_2 < \gamma_2$

so wird im ersten Falle:

$$\frac{1}{k} = n\left(\frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_2} + \frac{\frac{1}{n}\Sigma e}{\lambda}\right)$$

und im zweiten Falle:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\gamma_1} + (n-1)\left(\frac{1}{\gamma'_1} + \frac{1}{\gamma'_2}\right) + \frac{1}{\gamma_2} + \frac{\Sigma e}{\lambda}$$

Im ersten Falle ist W gerade $\frac{1}{n}$, im zweiten Falle aber weniger als $\frac{1}{n}$ so gross wie für eine einzelne feste Wand von der Dicke $\frac{1}{n}\,\Sigma\,e$.

Ist die Wand horizontal geschichtet, so entspricht die Voraussetzung des ersten Falles dem Durchgang der Wärme in der Richtung von Unten nach Oben (z. B. Decke eines geheizten Zimmers), die Voraussetzung des zweiten Falles dem Durchgang der Wärme in der Richtung von Oben nach Unten (z. B. Fussboden eines geheizten Zimmers). Bei einer vertikal geschichteten Wand (z. B. Doppelfenster) wird die Wahrheit zwischen jenen beiden äussersten Fällen liegen.

G.

r_1 den inneren } Halbmesser des Cylinders in Metern,
r_2 den äusseren }

l die Länge des Cylinders in Metern,

γ_1 und γ_2 die Wärmeübergangs-Coeffizienten, welche der inneren und äusseren Begränzungsfläche des Cylinders entsprechen,

λ den Wärmeleitungs-Coeffizienten des Materials, aus welchem die Wand besteht,

W die Wärmemenge, welche stündlich von aussen nach innen eindringt, wenn die äussere Temperatur höher ist als die innere, oder von innen nach aussen entweicht, wenn die innere Temperatur höher ist als die äussere,

so hat man:

$$W = \frac{2 \pi l \Delta}{\frac{1}{\gamma_1 r_1} + \frac{1}{\gamma_2 r_2} + \frac{1}{\lambda} \text{lognat} \frac{r_2}{r_1}} \; {}^{*)}$$

262.

Wärmemenge, welche durch die Wand eines sphärischen Gefässes geht, welches innen und aussen mit Flüssigkeiten in Berührung steht.

Nennt man:

Δ die Temperaturdifferenz der beiden Flüssigkeiten,

r_1 den inneren } Halbmesser der Wand in Metern,
r_2 den äusseren }

γ_1, γ_2 die Wärmeübergangs-Coeffizienten, welche der inneren und äusseren Begränzungsfläche der Wand entsprechen,

λ den Wärmeleitungs-Coeffizienten für das Material, aus welchem die Wand besteht,

W die Wärmemenge, welche stündlich in die Kugel eindringt, wenn die äussere Flüssigkeit wärmer ist als die innere, oder aus der Kugel entweicht, wenn die innere Flüssigkeit wärmer ist als die äussere,

---

*) Für eine quadratische Röhre (z. B. gemauertes Kamin mit quadratischem Querschnitt) hat man, wenn

s_1 die Seitenlänge des inneren Quadrats,
s_2 „ „ „ äusseren „

ist, während übrigens die Buchstaben die oben angegebenen Bedeutungen haben:

$$W = \frac{4 l \Delta}{\frac{1}{\gamma_1 s_1} + \frac{1}{\gamma_2 s_2} + \frac{1}{2 \lambda} \text{lognat} \frac{s_2}{s_1}}$$

G.



so ist:

$$W = \frac{4 \pi \Delta}{\frac{1}{\gamma_1 r_1^2} + \frac{1}{\gamma_2 r_2^2} + \frac{1}{\lambda}\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}\right)}$$

263.

Erwärmung einer Flüssigkeit durch einen heissen flüssigen Strom.

Die Erwärmung einer kalten Flüssigkeit durch eine heisse Flüssigkeit geschieht gewöhnlich, indem man die heisse Flüssigkeit durch einen Kanal strömen lässt, dessen Wände aus einem die Wärme gut leitenden Material bestehen, und die zu erwärmende Flüssigkeit mit diesen Wänden in Berührung bringt.

Wir nennen einen solchen Erwärmungsapparat:

1) Kesselapparat, wenn die zu erwärmende Flüssigkeit an allen Punkten der Wand die gleiche Temperatur hat,
2) Parallelstromapparat, wenn die zu erwärmende Flüssigkeit längs der Wandung nach einer Richtung fortgeleitet wird, die mit jener des heissen Stromes übereinstimmt,
3) Gegenstromapparat, wenn die zu erwärmende Flüssigkeit längs der Wandung nach einer Richtung fortgeleitet wird, die jener des heissen Stromes entgegengesetzt ist.

Die Wandflächen (Erwärmungsflächen, Heizflächen), welche diese Apparate erhalten müssen, damit der heisse Strom stündlich eine gewisse Wärmemenge an die zu erwärmende Flüssigkeit abgibt, können auf folgende Art bestimmt werden.

Es sei:

W die Wärmemenge, welche der heisse Strom stündlich an die zu erwärmende Flüssigkeit abgeben soll,

T_0 die Temperatur, mit welcher der heisse Strom in den Erwärmungskanal eintritt,

T_1 die Temperatur, mit welcher der heisse Strom den Erwärmungskanal verlässt,

k der Wärmedurchgangs-Coeffizient, d. h. die Wärmemenge, welche stündlich durch einen Quadratmeter der Erwärmungsfläche gehen würde, wenn die Temperatur der heissen Flüssigkeit an allen Stellen nur um einen Grad höher wäre als die Temperatur der zu erwärmenden Flüssigkeit;

ferner:

a) für einen Kesselapparat:

F_k die Erwärmungsfläche dieses Apparates,

t die Temperatur der die Erwärmungsfläche umgebenden Flüssigkeit,

b) für einen Parallelstromapparat:

F_p die Erwärmungsfläche des Apparates,

t_0 die Temperatur, mit welcher die zu erwärmende Flüssigkeit in den Apparat eintritt,

t_1 die Temperatur, mit welcher die erwärmte Flüssigkeit den Apparat verlässt,

c) für einen Gegenstromapparat:

F_g die Erwärmungsfläche des Apparates,

t_0 die Temperatur, mit welcher die zu erwärmende Flüssigkeit in den Apparat eintritt,

t_1 die Temperatur, mit welcher die erwärmte Flüssigkeit den Apparat verlässt.

Dieses vorausgesetzt, hat man *):

$$F_k = \frac{W}{k} \frac{\text{lognat} \frac{T_0 - t}{T_1 - t}}{T_0 - T_1}$$

$$F_p = \frac{W}{k} \frac{\text{lognat} \frac{T_0 - t_0}{T_1 - t_1}}{T_0 - T_1 + (t_1 - t_0)}$$

$$F_g = \frac{W}{k} \frac{\text{lognat} \frac{T_0 - t_1}{T_1 - t_0}}{T_0 - T_1 - (t_1 - t_0)}$$

Die Werthe von k für verschiedene Flüssigkeiten und Wandungen sind noch nicht ganz zuverlässig durch Versuche ausgemittelt. Die wahrscheinlichen Werthe von k sind für den Uebergang der Wärme:

a) aus Luft durch eine Wand aus gebrannter Erde von 1 Centimeter Dicke in Luft . . . . $k = 5$

b) aus Luft durch eine Wand aus Gusseisen von 1 bis 1·5 Centimeter Dicke in Luft . . . . $k = 14$

---

*) Es gibt noch einen vierten Fall, in welchem die heisse Flüssigkeit, welche die Wärme abgibt, an allen Stellen der Heizfläche dieselbe Temperatur $= T$ besitzt, während die zu erwärmende Flüssigkeit, an der Heizfläche entlang strömend, von der Temperatur t_0 zur Temperatur t_1 übergeht. In diesem Falle ist die Grösse der Heizfläche:

$$F = \frac{W}{k} \frac{\text{lognat} \frac{T - t_0}{T - t_1}}{t_1 - t_0}$$

G.

c) aus Luft durch eine Wand aus Eisenblech in Luft $k = 7$
d) aus Luft durch eine Wand von Eisenblech in Wasser oder aus Wasser in Luft . . . . $k = 23$
e) aus Dampf durch eine Wand von Gusseisen in Luft $k = 12$

264.

Ofenheizung.

Nennt man:

W die nach Nr. 257 berechnete Wärmemenge, welche die Erwärmung des Raumes erfordert,
F die Oberfläche des Ofens,

so hat man:

a) für Oefen aus gebrannter Erde*) $F = \frac{W}{1600}$

b) für Oefen aus Gusseisen*) . . $F = \frac{W}{4000}$

c) für Oefen aus Eisenblech . . . $F = \frac{W}{1500}$

265.

Calorifer aus gusseisernen Röhren.

Nennt man:

W die Wärmemenge, welche stündlich an die zu erwärmende Luft abgegeben werden soll,
T_0 die Temperatur der Verbrennungsgase unmittelbar über dem Rost,
T_1 die Temperatur, mit welcher die Verbrennungsgase den Heizapparat verlassen,
t_0 die Temperatur, mit welcher die zu erwärmende Luft in den Heizapparat eintritt,
t_1 die Temperatur, bis zu welcher die Luft erwärmt werden soll,
$k = 14$ die Wärmemenge, welche stündlich durch einen Quadratmeter einer Gusseisenwand von 1 bis 1·5 Centimeter Dicke geht, wenn die Temperaturdifferenz 1^0 beträgt,
F die Heizfläche des Apparates,

*) Wenn ein Ofen aus gebrannter Erde oder aus Gusseisen mit einem Rauchrohr aus Eisenblech versehen und die Oberfläche desselben $= F_1$ ist, so genügt es, für den Ofen selbst zu setzen:

$$F = \frac{W - 1500\,F_1}{1600} \text{ resp. } F = \frac{W - 1500\,F_1}{4000}$$ G.

so ist, wenn der Apparat als ein Gegenstromapparat angesehen werden kann:

$$F = \frac{W}{k} \frac{\text{lognat} \frac{T_0 - t_1}{T_1 - t_0}}{T_0 - T_1 - (t_1 - t_0)} \text{*)}$$

266.

Niederdruck-Wasserheizung,

bestehend aus einem Kessel, von welchem aus Röhren durch die zu erwärmenden Räume ziehen und zuletzt wiederum in den Kessel zurückkehren.

Nennt man:

W die Wärmemenge, welche stündlich zur Erwärmung der von den Röhren durchzogenen Räume nothwendig ist,

T_0 die Temperatur der Verbrennungsgase unmittelbar über dem Rost,

---

*) Von der nach Nr. 257 zu berechnenden Wärmemenge W, welche die Erwärmung des Raumes stündlich erfordert, ist hier die Wärmemenge W_1 zu unterscheiden, welche von dem Heizapparat an die zu erhitzende Luft stündlich abgegeben werden muss; denn indem Letztere mit der Temperatur t_1 in den zu erwärmenden (auf constanter Temperatur $\varDelta$ bei der äusseren Lufttemperatur t_0 zu erhaltenden) Raum eintritt, verdrängt sie aus diesem Raum eine ebenso grosse Luftmenge = L Kilgr. per Stunde mit der Temperatur $\varDelta$. Mit Rücksicht darauf ist:

$$\frac{W}{W_1} = \frac{t_1 - \varDelta}{t_1 - t_0}; \; L = \frac{W}{0{\cdot}24\,(t_1 - \varDelta)}$$

$$F = \frac{W}{k} \frac{t_1 - t_0}{t_1 - \varDelta} \frac{\text{lognat} \frac{T_0 - t_1}{T_1 - t_0}}{T_0 - T_1 - (t_1 - t_0)}$$

Je kleiner t_1 angenommen wird, desto grösser wird L, d. h. desto kräftiger die Ventilationswirkung einer solchen Luftheizung, aber desto grösser auch F und desto kleiner das Verhältniss $\frac{W}{W_1}$, welches angibt, in welchem Grade die durch den Calorifer der Luft zugeführte Wärme zur Heizung des zu erwärmenden Raumes verwerthet wird.

Insbesondere mit $T_0 = 1000$; $T_1 = 300$; $t_0 = -10$; $\varDelta = 20$ findet man

für $t_1 =$	40^0	50^0	60^0	70^0	
$L =$	$\frac{W}{4{\cdot}8}$	$\frac{W}{7{\cdot}2}$	$\frac{W}{9{\cdot}6}$	$\frac{W}{12}$	Kilgr.
$F =$	$\frac{W}{3220}$	$\frac{W}{4000}$	$\frac{W}{4543}$	$\frac{W}{4938}$	Quadratm.
$\frac{W}{W_1} =$	0·4	0·5	0·571	0·625.	

G.

T_1 die Temperatur, mit welcher die Verbrennungsgase den Kessel verlassen,

t_0 die Temperatur, mit welcher das in den Wärmeröhren befindliche Wasser in den Kessel eintritt,

t_1 die Temperatur, mit welcher das erwärmte Wasser aus dem Kessel in die Wärmeröhren übertritt,

Δ die mittlere Temperatur, welche in den von den Wärmeröhren durchzogenen Räumen eintreten soll,

F die Heizfläche des Kessels,

f die Oberfläche der erwärmenden Röhren,

k = 23 die Wärmemenge, welche stündlich durch 1 Quadratmeter der Röhren- oder Kesselwand ginge, wenn die Temperaturdifferenz 1° betrüge,

so ist:

$$F = \frac{W}{k} \frac{\text{lognat} \frac{T_0 - t_1}{T_1 - t_1}}{T_0 - T_1}$$

$$f = \frac{W}{k} \frac{\text{lognat} \frac{t_1 - \Delta}{t_0 - \Delta}}{t_1 - t_0}$$

In der Regel darf man setzen:

$$T_0 = 1000^\circ;\ T_1 = 300^\circ;\ t_0 = 40^\circ;\ t_1 = 80^\circ;\ \Delta = 14^\circ$$

und dann findet man:

$$F = \frac{W}{11250} \quad f = \frac{W}{990} \text{ *)}$$

267.

Hochdruck-Wasserheizung nach Perkins.

Nennt man:

W die Wärmemenge, welche stündlich zur Beheizung der von den Röhren durchzogenen Räume nothwendig ist,

T_0 die Temperatur der Verbrennungsgase unmittelbar über dem Rost,

*) Für $\Delta = 20^\circ$ und übrigens unter denselben Voraussetzungen findet man:

$$f = \frac{W}{840}$$ G.

T_1 die Temperatur, mit welcher die Verbrennungsgase den Ofen verlassen,

t_0 die Temperatur, mit welcher das Wasser in die im Ofen befindliche Spirale eintritt,

t_1 die Temperatur, mit welcher das Wasser die Spirale verlässt und in die Wärmeröhren eintritt,

Δ die mittlere Temperatur, welche in den zu erwärmenden Räumen eintreten soll,

F die innere Fläche der Spirale,

f die innere Fläche der Wärmeröhren,

k = 23 den Wärmedurchgangs-Coeffizienten,

so ist, sofern die Spirale im Ofen als Gegenstromapparat angeordnet wird:

$$F = \frac{W}{k} \frac{\text{lognat} \frac{T_0 - t_1}{T_1 - t_0}}{T_0 - T_1 - (t_1 - t_0)}$$

$$f = \frac{W}{k} \frac{\text{lognat} \frac{t_1 - \Delta}{t_0 - \Delta}}{t_1 - t_0}$$

In der Regel darf man für diese Heizung setzen:

$$T_0 = 1000; \quad T_1 = 300; \quad t_0 = 50; \quad t_1 = 150; \quad \Delta = 14$$

und dann wird:

$$F = \frac{W}{11280} \qquad f = \frac{W}{1730}$$

Der innere Durchmesser der Röhren dieser Heizung beträgt 0·0125, der äussere 0·025 Meter. Nennt man L und l die Röhrenlängen, welche den Flächen F und f entsprechen,

so ist:

$$F = 0{\cdot}0125 \times 3{\cdot}14 \times L \qquad f = 0{\cdot}0125 \times 3{\cdot}14 \times l$$

und dann findet man:

$$L = \frac{W}{440} \qquad l = \frac{W}{68} \text{*)}$$

*) Setzt man:

$$T_0 = 1000; \quad T_1 = 400; \quad t_1 = 160; \quad \Delta = 20$$

268.

Dampfheizung.

Nennt man:

W die Wärmemenge, welche stündlich zur Beheizung der von den Dampfröhren durchzogenen Räume nothwendig ist,

F die Heizfläche des Kessels,

f die Oberfläche der Dampfröhren,

t die Temperatur des Wassers und Dampfes im Kessel,

$\varDelta$ die mittlere Temperatur, welche in den zu erwärmenden Räumen eintreten soll,

T_0 die Temperatur der Verbrennungsgase unmittelbar über dem Rost,

T_1 die Temperatur, mit welcher die Verbrennungsgase den Kessel verlassen,

so hat man:

$$F = \frac{W}{23} \frac{\operatorname{lognat} \frac{T_0 - t}{T_1 - t}}{T_0 - T_1}$$

$$f = \frac{W}{12 (t - \varDelta)}$$

---

und den hier auf die innere Fläche der Röhren bezogenen Coeffizienten k = 30, so findet man:

für $t_0 =$	40	50	60	
$f =$	$\frac{W}{1850}$	$\frac{W}{2142}$	$\frac{W}{2395}$	Quadratm.
$l =$	$\frac{W}{72 \cdot 6}$	$\frac{W}{84 \cdot 1}$	$\frac{W}{94 \cdot 1}$	Meter.
$F =$	$\frac{W}{16995}$	$\frac{W}{16791}$	$\frac{W}{16584}$	Quadratm.
$L =$	$\frac{W}{667}$	$\frac{W}{659}$	$\frac{W}{651}$	Meter.
$=$	$\frac{1}{9 \cdot 2}$	$\frac{1}{7 \cdot 8}$	$\frac{1}{6 \cdot 9}$	

Je grösser t_0 angenommen wird, desto kleiner wird zwar l, aber desto grösser bei einem bestimmten Werth von t_1 auch die Geschwindigkeit des Wassers in den Röhren, somit der Widerstand und die zu seiner Bewältigung nöthige Pressung; es ist deshalb angemessen, t_0 nicht grösser als 60° oder $t_1 - t_0$ nicht kleiner als 100° anzunehmen. G.

In der Regel ist für eine Dampfheizung zu setzen:

$$T_0 = 1000 \quad T_1 = 300 \quad t = 110 \quad \Delta = 14$$

und dann wird:

$$F = \frac{W}{10430} \quad f = \frac{W}{1152}$$

Gasbeleuchtung.

Beleuchtung mit Steinkohlengas.

269.

Lichtstärke der Kerzen, Lampen und Gasbrenner.

a) Eine Talgkerze von 1/6 Pfund Gewicht brennt durch 9·5 Stunden und gibt so viel Licht wie ein Gasbrenner, welcher per 1 Stunde 14 Liter Steinkohlengas verbrennt.

b) Eine gemeine Lampe mit plattem Docht verbrennt per 1 Stunde 13 Gramm Oel, gibt eine Lichtstärke von 1·13 Talgkerzen und wird durch einen Gasbrenner ersetzt, welcher per 1 Stunde 16 Liter Gas verbrennt.

c) Eine Wachskerze (5 auf 1 Pfund) gibt eine Lichtstärke von 1·1 Talgkerzen und wird durch einen Gasbrenner ersetzt, welcher per 1 Stunde 15 Liter Gas verbrennt.

d) Eine Argand'sche Lampe, welche per 1 Stunde 30 Gramm Oel verbrennt, gibt eine Lichtstärke von 4 Talgkerzen und wird durch einen Gasbrenner ersetzt, welcher per 1 Stunde 56 Liter Gas verbrennt.

e) Eine Sinombra-Lampe, welche per 1 Stunde 50 Gramm Oel verbrennt, gibt eine Lichtstärke von 7·6 Talgkerzen und wird durch einen Gasbrenner ersetzt, welcher per 1 Stunde 106 Liter Gas verbrennt.

f) Eine Carcellampe, welche per 1 Stunde 42 Gramm Oel verbrennt, gibt eine Lichtstärke von 7·71 Talgkerzen und wird durch einen Gasbrenner ersetzt, welcher stündlich 108 Liter Gas verbrennt.

270.

Tabelle zur Vergleichung des Brennstoffverbrauches.

(Die Zahlen einer Horizontalkolumne geben die Brennstoffmengen, welche gleiche Lichtmengen entwickeln.)

Kerzen-beleuchtung.		*Oellampenbeleuchtung.*			*Steinkohlengas.*		*Oelgas* in Litern.
Talg. Kilg.	Wachs. Kilg.	Carcel.	Sinombra.	Platte Dochte.	Gas in Litern.	Steinkohlen in Kilogr.	
1·00	0·92	0·59	0·71	1·26	1530	7·30	566
1·09	1·00	0·65	0·78	1·37	1670	7·94	619
1·67	1·54	1·00	1·19	2·11	2570	12·20	951
1·40	1·29	0·84	1·00	1·76	2140	10·00	793
0·80	0·73	0·47	0·57	1·00	1210	5·75	448
0·65	0·60	0·39	0·47	0·83	1000	4·76	370
0·14	0·13	0·08	0·10	0·17	210	1·00	78
0·76	1·61	1·05	1·26	2·23	2700	13·00	1000

271.

Tabelle über die Brennstunden in den einzelnen Monaten, Quartalen und im Jahre.

Anfang und Ende der Brennzeit.	Erstes Quartal.			Zweites Quartal.			Drittes Quartal.			Viertes Quartal.			Erstes Quartal.	Zweites Quartal.	Drittes Quartal.	Viertes Quartal.	Im Jahr.
	April.	Mai.	Juni.	Juli.	August	September.	October.	November.	Dezember.	Januar.	Februar.	März.					
Von der Dämmerung bis 6 Uhr . . .	—	—	—	—	—	2	31	62	80	65	33	4	—	2	173	102	277
„ 7 „ . . .	4	—	—	—	14	22	62	92	111	96	61	31	4	36	265	188	493
„ 8 „ . . .	28	4	—	—	40	52	93	122	142	127	89	62	32	92	357	278	759
„ 9 „ . . .	58	29	8	13	71	82	124	152	173	158	117	93	95	166	449	368	1078
„ 10 „ . . .	88	60	38	44	102	112	155	182	204	189	145	124	186	258	541	458	1443
„ 11 „ . . .	118	91	68	75	133	142	186	212	235	220	173	155	277	350	633	548	1808
„ 12 „ . . .	148	122	98	106	164	172	217	242	266	251	201	186	368	442	725	638	2173
Die ganze Nacht . .	295	242	195	217	307	345	421	473	527	512	411	382	732	869	1421	1305	4327
Morgens von 4 Uhr .	28	2	—	—	16	48	80	110	137	137	98	71	30	64	327	306	727
„ „ 5 „ .	3	—	—	—	—	18	49	80	106	106	70	40	3	18	235	216	472
„ „ 6 „ .	—	—	—	—	—	—	18	50	75	75	42	9	—	—	143	126	269
„ „ 7 „ .	—	—	—	—	—	—	—	20	44	44	14	—	—	—	64	58	122

Nach diesen Angaben und Tabellen kann sehr leicht die Gasmenge und der Aufwand an Kohlen berechnet werden, die für irgend eine Beleuchtung mit Gas nothwendig sind.

272.

Retorten und Oefen.

Die Destillation von 1 Kilg. Steinkohlen erfordert 0·25 Kilg. Coaks.

Mit 1 Kilg. Steinkohlen gewinnt man durchschnittlich folgende Produkte:

Coaks	Theer	Ammoniakwasser	Steinkohlengas
Kilg.	Kilg.	Kilg.	Liter.
0·66	0·064	0·1	256

Ladung der Retorten für jeden Quadratmeter der inneren Fläche	23 Kilg.
Gasproduktion in 24 Stunden durch 1 Quadratmeter der inneren Retortenflächen	30 Kubikmeter
Gewöhnliche Abmessungen der Retorten:	
Länge	2·5 Meter
Weite	0·4 „
Höhe	0·3 „
Innere Fläche	3·25 Quadratmeter
Wanddicke { Gusseisenretorten	0·03 Meter
Wanddicke { Thonretorten	0·08 „
Summe der inneren Flächen aller Retorten des Gaswerkes	$F = \frac{B\,q\,T}{30}$ Quadratmeter

In dieser Formel bezeichnet:

B die Anzahl der Brenner,

q den Gasverbrauch in Kubikmetern eines Brenners in einer Stunde, gewöhnlich = 0·1 bis 0·12 Kubikmeter = 3·5 bis 4·2 Kubikfuss englisch,

T die Beleuchtungszeit in Stunden am kürzesten Tage, für Städtebeleuchtungen in der Regel = 12 Stunden zu setzen.

Ist ferner für einen Ofen:

R die Grösse der Rostfläche in Quadratmeter,

n die Anzahl der Retorten,
f die innere Fläche einer Retorte in Quadratmeter,
so kann man setzen:

$$R = (0{\cdot}045 - 0{\cdot}005\,n)\,n\,f.$$

273.

Vorlage.

Querschnitt der Vorlage . . . . . . $= \frac{F}{600}$

Darin bedeutet F die Summe der inneren Flächen aller Retorten für die in einer Reihe liegenden, mit der gemeinschaftlichen Vorlage versehenen Oefen. Die Länge der Vorlage ist gleich der Länge dieser Ofenreihe.

274.

Condensator.

Oberfläche aller Röhren des Condensators $= 0{\cdot}3\ F$
Querschnitt jeder Röhre des Condensators $= \frac{F}{3000}$
Höhe einer Röhre . . . . $=$ 3 bis 4 Meter.

275.

Waschapparat und Kalkreiniger.

Horizontalquerschnitt des Waschapparates $= 0{\cdot}01\ F$
Volumen aller Kalkreiniger . . . . . $= 0{\cdot}1\ F$ bis $0{\cdot}2\ F$ Kubikmeter
Hordenfläche aller Kalkreiniger . . . $= 0{\cdot}5\ F$ bis F

276.

Gasuhr.

Querschnitt der Trommel . . . . $= \frac{F}{177}$
Länge der Trommel gleich ihrem Durchmesser.

277.

Gasbehälter.

Nennt man:
𝔙 das Volumen des Gasbehälters,
D den Durchmesser desselben,
H die Höhe desselben,

Q den stündlichen Gasverbrauch aller Brenner in Kubikmeter,
T die Beleuchtungszeit am kürzesten Tag in Stunden,
so ist im Minimum:

$$\mathfrak{V} = (24 - T) \frac{T}{24} Q$$

Für $T =$	5	6	7	8	9	10	11	12
wird $\frac{\mathfrak{V}}{Q} =$	4	4·5	5	5·3	5·6	5·8	6	6

Hat man das Volumen $\mathfrak{V}$ berechnet, so findet man D und H nach den Formeln:

$$\mathfrak{V} = \frac{\pi}{4} D^2 H; \quad H = 3{\cdot}5 + 0{\cdot}15\, D$$

oder vermittelst der folgenden, nach diesen Formeln berechneten Tabelle.

D	H	$\mathfrak{V}$	D	H	$\mathfrak{V}$	D	H	$\mathfrak{V}$	D	H	$\mathfrak{V}$
10	5·00	393	15	5·75	1016	20	6·50	2042	25	7·25	3559
11	5·15	489	16	5·90	1186	21	6·65	2303	26	7·40	3929
12	5·30	599	17	6·05	1373	22	6·80	2585	27	7·55	4323
13	5·45	723	18	6·20	1578	23	6·95	2888	28	7·70	4741
14	5·60	862	19	6·35	1800	24	7·10	3212	29	7·85	5185

278.

Gasleitung.

Nennt man:
Q die Gasmenge in Kubikmetern, welche per Stunde durch eine Röhre geleitet werden soll,
D den Durchmesser der Röhre in Millimetern,
V die Geschwindigkeit des Gases in der Röhre in Metern per Sekunde,
so ist zu nehmen:

$$V = 0{\cdot}3 \left(1 + \frac{1}{10} Q\right) \text{ wenn } Q < 100 \text{ Kubikmeter}$$

$$V = 3^m \qquad \text{wenn } Q \geqq 100 \text{ Kubikmeter}$$

$$D = 33 \sqrt{\frac{Q}{1 + 0{\cdot}1\, Q}} \quad \text{wenn } Q < 100 \quad „$$

$$D = 10 \sqrt{Q} \quad \text{wenn } Q \gtreqless 100 \quad „$$

Die folgende Tabelle enthält die Resultate dieser Formeln*).

---

*) In seinem späteren Werke: „der Maschinenbau" empfahl der Verfasser diese Formeln nur für die Zweigleitungen, d. h. für Leitungen in kleineren Seitenstrassen, in Höfen und Gebäuden.

Man kann dabei auch von anderen Gesichtspunkten ausgehen auf Grund der Fundamentalformel:

$$d^5 = 0{\cdot}1\ \lambda\ \varrho\ \frac{l\,V^2}{h}$$

in welcher bedeutet:

l die Länge, d den Durchmesser einer Rohrstrecke in Metern,
V das per Sekunde hindurchströmende Gasvolumen in Kubikmetern,
h den Druckverlust des Gases in dieser Rohrstrecke, gemessen in Millimetern Wassersäule,
ϱ die Dichtigkeit des Gases bezogen auf atm. Luft als Einheit,
λ den in der Anmerkung zu Nr. 157 erklärten Coeffizienten.

Den Letzteren bestimmte Blochmann durch Versuche über die Bewegung des Leuchtgases in gezogenen schmiedeisernen Röhren:

$$\lambda = 0{\cdot}009 + \frac{0{\cdot}0638}{\sqrt{u}} = 0{\cdot}009 + 0{\cdot}0565\,\frac{d}{\sqrt{V}}$$

unter u die Geschwindigkeit des Gases in Metern per Sekunde verstanden. Hiernach erhält man für eine Leitung, welche aus mehreren Strecken besteht, für welche l und V verschieden sind, die Geschwindigkeit u aber und somit auch $\frac{d}{\sqrt{V}}$ constant sein soll, die folgende Gleichung zur Berechnung dieses constanten Werthes $\frac{d}{\sqrt{V}}$ und damit auch der Weiten d der einzelnen Rohrstrecken:

$$\left(\frac{d}{\sqrt{V}}\right)^5 = \left(0{\cdot}009 + 0{\cdot}0565\,\frac{d}{\sqrt{V}}\right)\frac{0{\cdot}1\,\varrho}{H}\,\Sigma\,\frac{l}{\sqrt{V}}$$

Darin bedeutet H den gegebenen Druckverlust in der ganzen Leitung.

Wird $\varrho = 0{\cdot}42$ und der stündliche Verbrauch einer Flamme $= 0{\cdot}12$ Kubikmeter angenommen, wird ferner d in Millimetern ausgedrückt und mit n die Anzahl der von der Gasmenge V zu speisenden Flammen bezeichnet, so nimmt jene Gleichung die Form an:

$$\left(\frac{d}{\sqrt{n}}\right)^5 = \left(420 + 457\,\frac{d}{\sqrt{n}}\right)\frac{1}{H}\,\Sigma\,\frac{l}{\sqrt{n}}$$

Wenn z. B. für eine Hausleitung von constanter Rohrweite H = 2 Millim. gesetzt wird, so ist hiernach

$\frac{l}{\sqrt{n}} =$	2·3	3·4	4·9	6·9	9·3	12·4	16·1	20·7	26·1
für $\frac{d}{\sqrt{n}} =$	5	5·5	6	6·5	7	7·5	8	8·5	9

Bei der Berechnung der Zahl der Brenner wurden 100 Liter Gas per Stunde auf 1 Brenner gerechnet.

Gasmenge, welche stündlich durch die Röhre zu leiten ist.	Anzahl der Gasbrenner, welchen das Gas zugeleitet wird.	Geschwindigkeit des Gases in der Röhre in Metern und per 1".	Durchmesser der Röhre in Millimet.
Liter.		Meter.	
100	1	0·303	10·4
500	5	0·315	22·8
1000	10	0·33	31·5
2000	20	0·36	42·6
3000	30	0·39	50·1
4000	40	0·42	55·8
5000	50	0·45	60·2
6000	60	0·48	63·9
7000	70	0·51	67·0
8000	80	0·54	69·6
9000	90	0·57	71·8
10000	100	0·60	73·8
20000	200	0·90	85·2
30000	300	1·20	90·4
40000	400	1·50	93·3
50000	500	1·80	95·3
60000	600	2·10	96·6
70000	700	2·40	97·6
80000	800	2·70	98·4
90000	900	3·00	99·0
100000	1000	3·00	100·0

Sind l und n gegeben, so findet man hieraus zu dem Werthe von $\frac{l}{\sqrt{n}}$ den entsprechenden Werth von $\frac{d}{\sqrt{n}}$, somit von d.

Bei allen diesen Formeln ist eine horizontale Gasleitung vorausgesetzt. Steigt die Leitung an, so nimmt dadurch pro 1 Meter Erhebung der Ueberdruck des Gases über den äusseren Luftdruck in gleicher Höhe um etwa 0·7 Millim. Wassersäule zu. In den oberen Stockwerken von Gebäuden dürfen desshalb die Gasröhren entsprechend enger gemacht werden, als es nach der Formel zulässig wäre. G.

279.

Die Brenner.

Einfache Brenner.

Die vortheilhafteste Höhe der Flamme ist:

für Steinkohlengas . . . . = $0{\cdot}12^m$
„ Oelgas . . . . = $0{\cdot}10^m$

Nennt man d den Durchmesser der Ausströmungsöffnung in Millimetern, q die Gasmenge in Litern, welche in 1 Stunde ausströmen soll, so ist:

$$d = 0{\cdot}13 \sqrt{q} \ *)$$

Lichtstärke der Flamme nach Talgkerzen	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Gasmenge in Liter per 1 Stunde (Steinkohlengas)	28	42	56	70	84	98	112	126	140
Durchmesser der Ausströmungsöffnung in Millimetern . .	0·69	0·84	0·97	1·09	1·19	1·29	1·38	1·46	1·54

280.

Verbesserte Regeln zur Berechnung der Gasleitungsröhren.

Die im Vorhergehenden aufgestellten Regeln sind den Anforderungen, welche man in der Praxis an eine Gasleitung stellen muss, nicht ganz entsprechend, indem bei denselben die totale Ausdehnung der Gasleitung nicht berücksichtigt wurde. Die folgenden Regeln sind von diesem Fehler befreit.

Der Erfahrung gemäss soll eine Gasleitung (die Hauptleitung) folgenden Bedingungen entsprechen:

1) die Leitung soll die erforderliche Gasmenge liefern, wenn die Pressung im Gasbehälter eine Wassersäule von 4 Centimetern zu tragen vermag;
2) die Pressung in der vom Gasometer entferntesten Röhre soll wenigstens eine Wassersäule von 2 Centimetern zu tragen im Stande sein;

*) Diese Formel entspricht der Voraussetzung, dass die auf atmosphärische Luft als Einheit bezogene Dichtigkeit des Gases = 0·42, die den Ueberdruck des Gases vor der Mündung messende Wassersäule = 12 Millimeter und der Ausflusscoefficient fast = 1 ist. G.



3) die Pressung soll vom Gasometer an bis zur entferntesten Röhre gleichmässig abnehmen, und es sollen überhaupt im ganzen Röhrensystem gleich lange Röhrenstücke gleich grosse Differenzen in den Pressungen verursachen.

Auf diesen Grundsätzen beruhen die folgenden Regeln.

Nennt man:

L die Länge der Hauptleitung von dem Gasbehälter bis an den entferntesten Brenner in Metern,

H die Höhendifferenz der Wassersäulen in Centimetern, durch welche die an den Enden von L stattfindenden Pressungen gemessen werden und welche in der Regel nicht mehr als 2·6 Centimeter betragen soll,

l die Länge irgend eines Röhrenstückes der Leitung in Metern,

d den Durchmesser dieses Röhrenstückes in Centimetern,

B die Anzahl der Brenner, welche der Gasmenge entspricht, die in das Röhrenstück eintritt,

b die Anzahl der Brenner, welche direkt von dem Röhrenstück l aus mit Gas versehen werden,

$m = \frac{B}{b}$ das Verhältniss dieser beiden Brennerzahlen,

q den stündlichen Gasverbrauch eines Brenners in Kubikmetern, gewöhnlich = 0·1 Kubikmeter oder nahe 4 Kubikfuss engl.,

so kann man setzen*):

$$d^5 = 0{\cdot}208 \frac{L}{H} B^2 q^2 \left(1 - \frac{3m - 1}{3m^2}\right)$$

Ist b = 0, d. h. sind längs des Röhrenstückes l keine Brenner aufgestellt, so wird:

$$d^5 = 0{\cdot}208 \frac{L}{H} B^2 q^2$$

Zur numerischen Berechnung dienen folgende Tabellen:

*) Diese Formel beruht auf der Voraussetzung, dass $\lambda\,\varrho = 0{\cdot}027$ gesetzt wird (etwa $\lambda = 0{\cdot}06$ und $\varrho = 0{\cdot}45$), falls λ und ϱ die in der Anmerkung zu Nr. 278 erklärten Bedeutungen haben. Auch setzt die Formel eine horizontale Leitung voraus Ist Letztere geneigt, so behält die Formel ihre Giltigkeit, wenn unter H diejenige Druckhöhendifferenz verstanden wird, welche nur den Leitungswiderständen entspricht. Die wirkliche Druckhöhendifferenz ist dann bei einer ansteigenden Leitung für jeden Meter Erhebung um 0·07 Centim. Wassersäule kleiner, bei einer fallenden Leitung für jeden Meter Senkung um ebenso viel grösser als dieses H. G.

d	d^5	d	d^5	d	d^5
1	1	13	371 293	25	9 765 625
2	32	14	537 824	26	11 881 376
3	243	15	759 375	27	14 348 907
4	1 024	16	1 048 576	28	17 210 368
5	3 125	17	1 419 857	29	20 511 149
6	7 776	18	1 889 568	30	24 300 000
7	16 807	19	2 476 099	31	28 629 151
8	32 768	20	3 200 000	32	33 554 432
9	59 049	21	4 084 101	33	39 135 393
10	100 000	22	5 153 632	34	45 435 424
11	161 051	23	6 436 343	35	52 521 875
12	248 832	24	7 962 624	36	60 466 176

m	$1-\frac{3m-1}{3m^2}$	m	$1-\frac{3m-1}{3m^2}$	m	$1-\frac{3m-1}{3m^2}$
1·0	0·333	1·9	0·566	5	0·813
1·1	0·366	2·0	0·583	6	0·843
1·2	0·398	2·2	0·614	8	0·880
1·3	0·428	2·4	0·641	10	0·903
1·4	0·456	2·6	0·665	15	0·935
1·5	0·481	2·8	0·685	20	0·951
1·6	0·505	3·0	0·704	30	0·967
1·7	0·527	3·5	0·741	50	0·980
1·8	0·547	4·0	0·771	100	0·990

NEUNTER ABSCHNITT.

Dampfmaschinen.

Windmühlenräder und thierische Kräfte.

281.

Allgemeine Formeln für die verschiedenen Arten von Dampfmaschinen.

Diese Formeln dienen zur Beantwortung der verschiedenen Fragen, welche über die Bewegung und den Bau der Dampfmaschinen gestellt werden können. Um die Anzahl der Formeln nicht zu sehr zu vermehren, sind für die verschiedenen Arten von Dampfmaschinen die Hauptformeln so gestellt, wie wenn es sich immer nur darum handelte, den Nutzeffekt der Maschinen und den Dampfverbrauch zu berechnen. Für den Fall, dass nach anderen Grössen gefragt wird, muss man die unbekannten Grössen erst aus jenen zwei Hauptgleichungen aufsuchen, was keiner Schwierigkeit unterliegt.

282.

Bedeutung der Buchstaben in den Formeln für Maschinen mit einem Cylinder.

- S Dampfmenge in Kilogrammen, welche per 1″ auf die Maschine wirkt,
- O Querschnitt des Dampfcylinders in Quadratmetern,
- D Durchmesser des Dampfcylinders,
- l Länge des Kolbenschubes,
- l_1 Weg, den der Kolben bei Expansionsmaschinen zurücklegt, bis die Absperrung eintritt,
- v mittlere Geschwindigkeit des Kolbens,
- m in der Regel $= 0{\cdot}05$ der Coeffizient für den schädlichen Raum, d. h. das Verhältniss zwischen dem Volumen eines Dampfkanals $+$ dem Volumen zwischen Deckel und Kolben, wenn letzterer am Ende des Schubes steht, zu dem Volumen, welches der Kolben bei einem Schube beschreibt,
- p Druck des Dampfes auf 1 Quadratmeter im Cylinder und hinter dem Kolben, so lange der Cylinder mit dem Kessel communicirt,

r der totale auf 1 Quadratmeter der Kolbenfläche reducirte schädliche Widerstand, welcher der Bewegung des Kolbens entgegen wirkt und nahe demjenigen Druck gleich ist, welcher hinter dem Kolben wirken muss, um eine Maschine zu bewegen, wenn dieselbe keinen nützlichen Widerstand überwindet,

α, β Zahlen, welche zur Berechnung des Gewichtes von 1 Kubikmeter Dampf dienen, nämlich:

für Niederdruckmaschinen $\alpha = 0{\cdot}06295$, $\beta = 0{\cdot}000051$, $\frac{\alpha}{\beta} = 1234$

für Hochdruckmaschinen $\alpha = 0{\cdot}1427$, $\beta = 0{\cdot}0000473$, $\frac{\alpha}{\beta} = 3017$

$\alpha + \beta$ p das Gewicht von einem Kubikmeter Dampf, dessen Druck auf 1 Quadratmeter gleich p ist,

s der Dampfverlust in Kilogrammen und in 1 Sekunde zwischen Kolben und Cylinder,

Ω Querschnitt der Dampfkanäle,

N Pferdekraft der Maschine,

k eine Grösse, durch welche der Einfluss der Expansion in Rechnung gebracht wird,

h bei Condensations-Maschinen die Tiefe, aus welcher die Kaltwasserpumpe zu heben hat.

283.

Bedeutung der Buchstaben in den Formeln für Woolf'sche Maschinen mit zwei Cylindern.

	Für den grössern Cylinder.	Für den kleinern Cylinder.
Querschnitt des Cylinders	O	o
Kolbenschub	L	l
Coefficient für den schädlichen Raum .	m_1	m
Geschwindigkeit des Kolbens	V	v

p Druck des Dampfes hinter dem kleinen Kolben auf 1 Quadratmeter,

r der auf 1 Quadratmeter des grossen Kolbens reducirte schädliche Widerstand der Maschine,

$$\alpha = 0{\cdot}1427 \qquad \beta = 0{\cdot}0000473 \qquad \frac{\alpha}{\beta} = 3017$$

s Dampfverlust zwischen Kolben und Cylinder in 1 Sekunde,

$\mathfrak{V}$ das Volumen des Verbindungsrohres zwischen den beiden Dampfkammern + Volumen der Dampfkammer des grossen Cylinders.



284.

Formeln für Watt'sche Niederdruck-Maschinen.

$$75\,N = O\,v\,(p - r)$$

$$S = O\,v\,(1 + m)\,(\alpha + \beta\,p) + s$$

$$r = 1758 + 30\,\frac{O}{\Omega}\,v + 45\,h + 269\,D + \frac{367}{D}$$

$$s = 0{\cdot}064\,D\,(\alpha + \beta\,p)$$

Wenn unter den zu suchenden Grössen D vorkommt, muss man zur Berechnung von r vorläufig für D einen Schätzungswerth annehmen, was wohl erlaubt ist, da der Einfluss von D auf r nicht sehr gross ist.

285.

Formeln für Hochdruck-Maschinen **ohne** *Condensation,* **ohne** *Expansion.*

$$75\,N = O\,v\,(p - r)$$

$$S = O\,v\,(1 + m)\,(\alpha + \beta\,p) + s$$

$$\alpha = 0{\cdot}1427 \qquad \beta = 0{\cdot}0000473 \qquad \frac{\alpha}{\beta} = 3017$$

Werthe von r und s.

Für $p = 20000$ ist $r = 10652 + 12\,\frac{O}{\Omega}\,v + 531\,D + \frac{414}{D}$ und $s = 0{\cdot}076\,D$

„ $p = 30000$ „ $r = 11044 + 38\,\frac{O}{\Omega}\,v + 635\,D + \frac{631}{D}$ „ $s = 0{\cdot}107\,D$

„ $p = 40000$ „ $r = 11469 + 71\,\frac{O}{\Omega}\,v + 1090\,D + \frac{828}{D}$ „ $s = 0{\cdot}138\,D$

„ $p = 50000$ „ $r = 12450 + 114\,\frac{O}{\Omega}\,v + 1610\,D + \frac{1005}{D}$ „ $s = 0{\cdot}157\,D$

286.

Formeln für Hochdruckmaschinen **ohne** *Condensation,* **mit** *Expansion.*

$$75\ N = O\ v\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right]$$

$$S = O\ v\left(\frac{l_1}{l} + m\right)(\alpha + \beta\ p) + s$$

$$\alpha = 0{\cdot}1427 \qquad \beta = 0{\cdot}0000473 \qquad \frac{\alpha}{\beta} = 3017$$

Werthe von r und s.

Für $p = 20000$ ist $r = 10652 + 16{\cdot}66\ \frac{O}{\Omega}\ v\left(2{\cdot}1\ \frac{l_1}{l} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 531\ D + \frac{414}{D}$ und $s = 0{\cdot}076\ D$

„ $p = 30000$ „ $r = 11044 + 16{\cdot}66\ \frac{O}{\Omega}\ v\left(3{\cdot}0\ \frac{l_1}{l} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 635\ D + \frac{631}{D}$ „ $s = 0{\cdot}107\ D$

„ $p = 40000$ „ $r = 11469 + 16{\cdot}66\ \frac{O}{\Omega}\ v\left(3{\cdot}6\ \frac{l_1}{l} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 1090\ D + \frac{828}{D}$ „ $s = 0{\cdot}138\ D$

„ $p = 50000$ „ $r = 12450 + 16{\cdot}66\ \frac{O}{\Omega}\ v\left(4{\cdot}2\ \frac{l_1}{l} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 1610\ D + \frac{1005}{D}$ „ $s = 0{\cdot}157\ D$

Werthe von k.

$$k = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{lognat}\ \frac{l + m\ l}{l_1 + m\ l}$$

für $m = 0{\cdot}05$ und $\frac{l_1}{l} =$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$
$k =$	0·968	0·856	0·720	0·626	0·559

287.

Formeln für Mitteldruckmaschinen mit einem Cylinder **mit** *Expansion,* **mit** *Condensation.*

$$75\,N = O\,v\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right]$$

$$S = O\,v\left(\frac{l_1}{l} + m\right)(\alpha + \beta\,p) + s$$

$$\alpha = 0{\cdot}1427 \qquad \beta = 0{\cdot}0000473 \qquad \frac{\alpha}{\beta} = 3017$$

Werthe von r und s.

Für $p = 15000$ ist $r = 1800 + 16{\cdot}66\,\frac{O}{\Omega}\,v\left(5\,\frac{l_1}{l} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 45\,h + 269\,D + \frac{367}{D}$ und $s = 0{\cdot}057\,D$

„ $p = 20000$ „ $r = 2000 + 16{\cdot}66\,\frac{O}{\Omega}\,v\left(8\,\frac{l_1}{l} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 90\,h + 579\,D + \frac{555}{D}$ „ $s = 0{\cdot}076\,D$

„ $p = 30000$ „ $r = 2540 + 16{\cdot}66\,\frac{O}{\Omega}\,v\left(11\,\frac{l_1}{l} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 135\,h + 1058\,D + \frac{744}{D}$ „ $s = 0{\cdot}107\,D$

„ $p = 40000$ „ $r = 3196 + 16{\cdot}66\,\frac{O}{\Omega}\,v\left(14\,\frac{l_1}{l} - 1\right)^{1{\cdot}64} + 180\,h + 1697\,D + \frac{1028}{D}$ „ $s = 0{\cdot}138\,D$

Werthe von k.

$$k = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{lognat}\,\frac{l + m\,l}{l_1 + m\,l}$$

für $m = 0{\cdot}05$ und $\frac{l_1}{l} = \frac{3}{4} \quad \frac{1}{2} \quad \frac{1}{3} \quad \frac{1}{4} \quad \frac{1}{5}$

$k = 0{\cdot}968 \quad 0{\cdot}856 \quad 0{\cdot}720 \quad 0{\cdot}626 \quad 0{\cdot}559$

288.

Formeln für Woolf'sche Maschinen mit 2 Cylindern, **mit** *Condensation,* **mit** *Expansion.*

$$75\ N = o\ v \left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p \right) k - \frac{O\ L}{o\ l} \left(\frac{\alpha}{\beta} + r \right) \right]$$

$$S = o\ v \left(\frac{O\ L}{m\ o\ l + O\ L} \right) (1 + m)\ (1 + m_1)\ (\alpha + \beta\ p)$$

$$\alpha = 0{\cdot}1427 \qquad \beta = 0{\cdot}0000473 \qquad \frac{\alpha}{\beta} = 3017$$

$$\text{Für } p = 15000 \text{ ist } r = \left[1800 + 16{\cdot}66 \frac{O}{\Omega} V \left(5 \frac{o\ l}{O\ L} - 1 \right)^{1{\cdot}64} + 45\ h + 269\ D + \frac{367}{D} \right] + \frac{360}{d}$$

$$\text{„ } p = 20000 \text{ „ } r = \left[2000 + 16{\cdot}66 \frac{O}{\Omega} V \left(8 \frac{o\ l}{O\ L} - 1 \right)^{1{\cdot}64} + 90\ h + 579\ D + \frac{555}{D} \right] + \frac{480}{d}$$

$$\text{„ } p = 30000 \text{ „ } r = \left[2540 + 16{\cdot}66 \frac{O}{\Omega} V \left(11 \frac{o\ l}{O\ L} - 1 \right)^{1{\cdot}64} + 135\ h + 1058\ D + \frac{744}{D} \right] + \frac{720}{d}$$

$$\text{„ } p = 40000 \text{ „ } r = \left[3196 + 16{\cdot}66 \frac{O}{\Omega} V \left(14 \frac{o\ l}{O\ L} - 1 \right)^{1{\cdot}64} + 180\ h + 1697\ D + \frac{1028}{D} \right] + \frac{960}{d}$$

$$k = 1 + (1 + m) \left(1 + \frac{\frac{\mathfrak{B}}{o\ l} + \frac{O\ L}{o\ l} m_1}{m + \frac{O\ L}{o\ l}} \right) \text{lognat} \frac{\frac{O\ L}{o\ l} (1 + m_1) + \frac{\mathfrak{B}}{o\ l} + m}{1 + m + \frac{\mathfrak{B}}{o\ l} + \frac{O\ L}{o\ l} m_1}$$

289.

Bestimmung des Gewichtes eines Schwungrades.

Die folgende Regel zur Bestimmung des Gewichtes eines Schwungrades kann nur dann gebraucht werden, wenn die Arbeitsmaschinen, welche durch die Dampfmaschine getrieben werden sollen, einen vollkommen oder wenigstens nahe unveränderlichen Widerstand verursachen. Die Bestimmung des Gewichtes der Schwungräder für Arbeitsmaschinen, die einen veränderlichen Widerstand verursachen, oder bei deren Betrieb Massenstösse vorkommen, wird bei den speziellen Arbeitsmaschinen angegeben werden.

A. Gewicht des Schwungrades für Maschinen mit einem Cylinder.

Nennt man:

N die Pferdekraft der Maschine,

P das Gewicht in Kilg. des Schwungringes,

V die Umfangsgeschwindigkeit des Rades in Metern in 1″,

n die Anzahl der Umdrehungen des Schwungrades in 1 Minute,

s das Verhältniss zwischen der Länge der Kurbel und jener der Schubstange,

x den Expansionscoefficienten, d. h. die Zahl, welche angibt, wie oftmal der Dampf in der Maschine sich ausdehnt (für Maschinen ohne Expansion = 1, für Expansionsmaschinen gleich dem Verhältniss aus der Länge des Kolbenschubes zur Länge des Weges, den der Kolben zurücklegt, bis die Absperrung eintritt),

i einen Coeffizienten, durch welchen ausgedrückt wird, wie gross die Ungleichförmigkeit der Bewegung des Schwungrades sein darf, welcher nämlich gleich ist dem Verhältniss aus der mittleren Geschwindigkeit und der Differenz zwischen der grössten und kleinsten Geschwindigkeit,

so hat man:

$$P\,V^2 = \alpha \frac{i\,N}{n}$$

wobei $\alpha = 4645\,(1 + s)\,(0{\cdot}77 + 0{\cdot}23\,x - 0{\cdot}017\,x^2)$*)

---

*) Wenn, während i die oben angegebene Bedeutung hat,

M die auf den Kurbelzapfen reducirte Masse des Schwungrades,

v die mittlere Geschwindigkeit des Kurbelzapfens,

L_i die indicirte Arbeit pro einfachen Kolbenschub bedeutet, d. h. die durch den Indikator zu ermittelnde Arbeit pro Kolbenschub, welche den effectiven Dampfspannungen hinter und vor dem Kolben entspricht,

Die Werthe von α für verschiedene Werthe von s und x sind in folgender Tabelle enthalten.

---

und wenn dann gesetzt wird:

$$M = f \frac{i L_1}{v^2},$$

so hat sich mir unter der Voraussetzung, dass die Dampfspannung bei der Expansion sich umgekehrt proportional dem Volumen ändert, wenn dabei von den schädlichen Räumen abgesehen wird, aus einer grösseren Zahl von durchgeführten Rechnungen für den Coeffizienten f die folgende empirische Formel ergeben:

$$f = 0{\cdot}2105\,(1 + 0{\cdot}96\,s + 0{\cdot}81\,s^2) + \frac{1 - \frac{1}{x}}{\left(6{\cdot}4 + 23\,\frac{p_2}{p_1}\right)\frac{1}{x} + 8{\cdot}3 - 31\,\frac{p_2}{p_1}}$$

Darin haben s und x die oben im Text angegebenen Bedeutungen;
p_1 ist die mittlere Hinterdampfspannung während der Zuströmung **des Dampfs,**
p_2 ist die mittlere Vorderdampfspannung.

Mit dem Mittelwerth $s = \frac{1}{5}$ findet man hiernach für verschiedene Werthe von $\frac{1}{x}$ und $\frac{p_2}{p_1}$ die in folgender Tabelle angegebenen Werthe von f.

	$\frac{p_2}{p_1} = 0{\cdot}05$	$\frac{p_2}{p_1} = 0{\cdot}1$	$\frac{p_2}{p_1} = 0{\cdot}15$	$\frac{p_2}{p_1} = 0{\cdot}2$	$\frac{p_2}{p_1} = 0{\cdot}25$
$\frac{1}{x} = 0{\cdot}1$	0·378	0·406	—	—	—
= 0·15	0·366	0·388	0·424	—	—
= 0·2	0·355	0·373	0·400	0·444	—
= 0·25	0·345	0·359	0·380	0·412	0·467
= 0·3	0·335	0·347	0·364	0·387	0·425
= 0·4	0·319	0·327	0·337	0·350	0·369
= 0·5	0·305	0·310	0·316	0·324	0·333
= 0·6	0·293	0·296	0·300	0·304	0·309
= 0·8	0·273	0·274	0·275	0·276	0·277
= 1·0	0·258	0·258	0·258	0·258	0·258

Ist N_1 die indicirte Pferdekraft der Maschine,
r die Länge der Kurbel,
R der Halbmesser der Mittellinie des Schwungringes,
V die mittlere Geschwindigkeit eines Punktes dieser Mittellinie,
g = 9·81 die Beschleunigung der Schwere,
während n und P die oben im Text angegebenen Bedeutungen haben, so ist:

$$L_1 = 2250\,\frac{N_1}{n}; \qquad \frac{V}{v} = \frac{R}{r}$$

	x = 1	x = 2	x = 3	x = 4	x = 5	x = 6	x = 7
$s = \frac{1}{4}$	5708	6747	7589	8233	8680	8930	8982
$s = \frac{1}{5}$	5479	6477	7285	7904	8333	8573	8623
$s = \frac{1}{6}$	5327	6297	7083	7685	8102	8335	8384

Für i sind folgende Werthe zu nehmen:

i = 20 bis 30 für Arbeitsmaschinen, die einige Ungleichförmigkeit der Bewegung erlauben,

i = 30 bis 40 für Arbeitsmaschinen, die ziemlich gleichförmig arbeiten sollen,

i = 40 bis 60 für Arbeitsmaschinen, welche einen hohen Grad von Gleichförmigkeit erfordern.

B. Gewicht des Schwungrades

für zwei gekuppelte Maschinen, die zusammen eine Kraft von N Pferden entwickeln. Die Kurbeln unter rechtem Winkel stehend:

$$P\,V^2 = 464{\cdot}5\ i\ \frac{N}{n}$$

Die lebendige Kraft des Schwungrades beträgt also in diesem Falle nur den zehnten Theil von derjenigen, welche bei einer Maschine von N Pferdekräften mit einem Cylinder erforderlich ist*).

---

und unter der Voraussetzung, dass das Gewicht des Armsystems mit Nabe ungefähr 1/3 vom Gewicht des Schwungringes beträgt, dieses Letztere:

$$P = 0{\cdot}9\ \frac{r^2}{R^2}\ M\ g$$

Hiermit lässt sich auch schreiben:

$$P = \alpha\ \frac{i\ N_1}{n\ V^2};\quad \alpha = 19865\ f \qquad \text{G.}$$

*) Dieses Resultat gilt für Maschinen ohne Expansion (x = 1) und beruht namentlich auf der Voraussetzung unendlich langer Schubstangen (s = 0). Eine nähere Untersuchung lässt aber erkennen, dass die verhältnissmässige Länge der Schubstange gerade bei gekuppelten Maschinen einen sehr erheblichen Einfluss auf die Wirksamkeit des Schwungrades ausübt. Setzt man im vorliegenden Falle:

$$M = f_1\ \frac{i\ L_1}{v^2},$$

C. Formeln zur Berechnung der Schwungräder für *Woolf*'sche Maschinen mit zwei Cylindern.

In den nachfolgenden Formeln gelten die in Nr. 283 erklärten Bezeichnungen.

Um das Gewicht des Schwungringes einer Woolf'schen Maschine zu bestimmen, suche man zuerst die zwischen $\varphi = 0$ und $\varphi = \pi$ liegenden Wurzelwerthe, welche der folgenden Gleichung genügen:

$$\sin\varphi = \frac{2}{\pi}\,\frac{1 + \text{lognat}\,\frac{OL}{ol} - \frac{OL}{ol}\,\frac{\alpha + \beta r}{\alpha + \beta p}}{1 + \dfrac{\frac{OL}{ol} - 1}{1 + \left(\frac{OL}{ol} - 1\right)\frac{x}{l}} - \frac{OL}{ol}\,\frac{\alpha + \beta r}{\alpha + \beta p}}$$

In dieser Gleichung ist:

$$\frac{x}{l} = \frac{1}{2}(1 - \cos\varphi)$$

Es seien φ_1 und φ_2 diese Wurzeln, ferner:

$$\frac{x_1}{l} = \frac{1}{2}(1 - \cos\varphi_1) \qquad \frac{x_2}{l} = \frac{1}{2}(1 - \cos\varphi_2)$$

Nun berechne man den folgenden Werth von K:

---

worin M und v die in der vorigen Anmerkung erklärten Bedeutungen haben und L_1 die indicirte Arbeit pro Kolbenschub von beiden gekuppelten Maschinen zusammen ist, so findet man für $x = 1$ und

für s =	0	1/8	1/6	1/5	1/4
$\frac{f_1}{f}$ =	0·100	0·219	0·252	0·276	0·308

Darin bedeutet f den in der vorigen Anmerkung besprochenen Coeffizienten für eine einfache Maschine.

Der Einfluss des Füllungsgrades $\frac{1}{x}$ und des Verhältnisses $\frac{p_2}{p_1}$ (siehe vorige Anmerkung) auf das Verhältniss $\frac{f_1}{f}$ ist von untergeordneter Bedeutung. Insbesondere für $s = 1/5$ kann man setzen:

$$\frac{f_1}{f} = 0{\cdot}276 - 0{\cdot}1\left(1 - \frac{1}{x}\right)\frac{p_2}{p_1} \qquad \text{G.}$$

$$K = \frac{\left[1 - \frac{OL}{ol}\frac{\alpha+\beta r}{\alpha+\beta p}\right]\frac{x_2 - x_1}{l} + \text{lognat}\frac{1+\left(\frac{OL}{ol}-1\right)\frac{x_2}{l}}{1+\left(\frac{OL}{ol}-1\right)\frac{x_1}{l}}}{1 - \frac{OL}{ol}\frac{\alpha+\beta r}{\alpha+\beta r} + \text{lognat}\frac{OL}{ol}} - \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{\pi}$$

Dann findet man schliesslich:

$$P V^2 = 30 \times 75 \times g K i \frac{N}{n}$$

Setzt man im Durchschnitt:

$$\frac{OL}{ol} = 5, \quad \frac{\alpha + \beta r}{\alpha + \beta p} = \frac{1}{6}$$

so findet man mit $g = 9{\cdot}808$:

$\varphi_1 = 17^0 + 7'$ Winkel, welcher dem Minimum der Geschwindigkeit des Schwungrades entspricht;

$\varphi_2 = 180^0 - (67^0 + 13')$ Winkel, welcher dem Maximum der Geschwindigkeit des Schwungrades entspricht.

$$\frac{x_1}{l} = \frac{1}{2}(1 - \cos\varphi_1) = 0{\cdot}02215$$

$$\frac{x_2}{l} = \frac{1}{2}(1 - \cos\varphi_2) = 0{\cdot}69362$$

$$\frac{x_2}{l} - \frac{x_1}{l} = 0{\cdot}67147, \quad \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{\pi} = 0{\cdot}53148$$

$$K = 0{\cdot}23158$$

$$P V^2 = 5110 \, i \, \frac{N}{n} \; {}^{*)}$$

---

*) Dieses Resultat und die Formeln, aus welchen es erhalten wurde, beruhen auf der Voraussetzung, dass im kleinen Cylinder noch keine Expansion stattfindet ($l_1 = l$) und dass die Schubstange unendlich lang ($s = 0$) ist. Unter sonst gleichen Umständen, wie bei dem durchgerechneten Beispiel einer Woolf-schen Maschine, d. h. für $s = 0$ und $x = 5$ wäre nach der Formel unter A. für eine Maschine mit einem Cylinder:

$$P V^2 = 4645 (1 + s)(0{\cdot}77 + 0{\cdot}23 x - 0{\cdot}017 x^2) \frac{i N}{n} = 6944 \frac{i N}{n}$$

290.

Abmessungen des Schwungrades.

Nennt man:

P das Gewicht des Schwungringes,
R den Halbmesser desselben,
b die Breite des Schwungringes, parallel mit der Axe gemessen,

---

und es brauchte folglich das Gewicht des Schwungringes der Woolf'schen Maschine unter übrigens gleichen Umständen nur

$$\frac{5110}{6944} = 0{\cdot}736$$

vom Gewicht des Schwungringes der eincylindrigen Maschine zu betragen. —

Etwas andere Resultate findet man, wenn man auf die begrenzte Länge der Schubstange (im Mittel $s = {}^1/_5$) Rücksicht nimmt, in welchem Falle es auch einen wesentlichen Unterschied macht, ob beide Kolben, wie gewöhnlich, sich stets in gleichem Sinne, oder ob sie sich in entgegengesetztem Sinne bewegen, indem sie mit entgegengesetzt gerichteten Kurbeln der Schwungradwelle verbunden sind. Endlich zeigt es sich in Beziehung auf die Wirksamkeit des Schwungrades vertheilhafter, die Expansion schon im kleinen Cylinder beginnen zu lassen, und zwar in dem Grade, dass, wenn $x = \frac{O\,L}{o\,l_1}$ den resultirenden Expansionscoeffizienten bedeutet, der Füllungsgrad im kleinen Cylinder $\frac{l_1}{l}$ etwas $> \sqrt{\frac{1}{x}}$ folglich das Verhältniss $\frac{o\,l}{O\,L}$ entsprechend $< \sqrt{\frac{1}{x}}$ genommen wird. Für solche Verhältnisse habe ich gefunden, dass die Coeffizienten f und α (siehe die Anmerkung zum Abschnitt A. dieser Nummer) bei einer Woolf'schen Maschine

mit gleich gerichteter Kolbenbewegung nur 0·817
mit entgegengesetzter „ „ 0·700

so gross zu nehmen sind wie unter übrigens gleichen Umständen bei einer eincylindrigen Maschine, d. h. für gleiche Werthe von s, x und $\frac{p_2}{p_1}$; unter letzterem Verhältniss ist hier dasjenige der Vorderdampfspannung im grossen Cylinder und der Hinterdampfspannung während der Einströmnng im kleinen Cylinder zu verstehen.

Die entgegengesetzte Bewegung der Kolben in beiden Cylindern, welche die Reduktion der Dampfkanäle zwischen den Cylindern auf ein Minimum ermöglicht, ist also auch mit Rücksicht auf die Wirksamkeit des Schwungrades von Vortheil. Noch entschiedener stellt sich dieser Vortheil bei zwei rechtwinkelig gekuppelten Woolf'schen Maschinen heraus. Das Schwungrad derselben braucht unter übrigens gleichen Umständen

bei gleich gerichteter Kolbenbewegung nur 0·241
bei entgegengesetzter „ „ 0·086

so schwer zu sein, wie die beiden Schwungräder zusammen, womit die beiden Maschinen ausgerüstet werden müssten, wenn sie isolirt vorhanden wären.

G.



a die radiale Dimension des Ringes,
l die Länge des Kolbenschubes der Maschine,
so hat man, wenn das Schwungrad mit der Kurbelwelle verbunden ist:

$$\left.\begin{aligned} R &= 1{\cdot}5\,l \text{ bis } 2\,l \\ b &= \frac{1}{300}\sqrt{\frac{P}{R}} \end{aligned}\right\} \text{Meter.}$$

$$a = 2\,b$$

291.

Schwungkugelregulator.

Nennt man:

G das Gewicht einer Schwungkugel in Kilg.,
l die Entfernung des Mittelpunktes einer Kugel von der Drehungsaxe eines Pendelarmes,
a die Länge einer Seite des Rhombus,
F den Widerstand, welchen die Hülse des Regulators einer Verschiebung entgegensetzt,
n die normale Anzahl der Umdrehungen der Regulatoraxe in einer Minute,
n_1 diejenige Anzahl Umdrehungen der Regulatoraxe in einer Minute, bei welcher die Bewegung der Hülse eintreten soll, bei welcher also die Centrifugalkraft der Kugeln so gross ist, dass dieselbe die Gewichte der Kugeln und den Widerstand F zu überwinden vermag,
α den Winkel, welchen die Richtung der Pendelarme mit der Axe des Regulators bildet, wenn die normale Geschwindigkeit vorhanden ist,

so hat man zur Bestimmung von n und G folgende Gleichungen:

$$n = \frac{60}{2\pi}\sqrt{\frac{g}{l\cos\alpha}}$$

$$G = F\,\frac{\frac{a}{l}}{\left(\frac{n_1}{n}\right)^2 - 1}$$

Resultate zur praktischen Bestimmung der Dimensionen für neu zu erbauende Dampfmaschinen.

292.

*Erklärung des Inhalts der folgenden Nummern **293** bis **302**.*

Die Resultate, welche in diesen Nummern zusammengestellt sind, geben alle wesentlicheren Daten und Dimensionen für neu zu erbauende Maschinen.

Die Nummern 293, 295, 297, 299, 301 enthalten die Hauptdaten für die Construction von verschiedenartigen Dampfmaschinen bis zu 100 oder 140 Pferdekraft. Nämlich Durchmesser des Dampfcylinders, Länge des Kolbenschubes, Geschwindigkeit des Kolbens, Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle per 1′, Dampfverbrauch, Heizfläche des Kessels per 1 Pferdekraft, Kohlenverbrauch. Diese Resultate sind vermittelst der in den vorhergehenden Nummern 284 bis 288 zusammengestellten Formeln berechnet worden *).

Die Nummern 294, 296, 298, 300, 302 geben für verschiedene Arten von Maschinen die Dimensionen aller Bestandtheile, durch den Durchmesser des Dampfcylinders ausgedrückt. Diese Bestimmungsart für die Dimensionen beruht auf dem Grundsatz, dass Maschinen der gleichen Art geometrisch ähnlich gebaut werden dürfen, vorausgesetzt, dass die Spannung des Dampfes bei allen Maschinen der gleichen Art einerlei Werth haben soll.

Die nominalen Pferdekräfte entsprechen denjenigen Dampfspannungen und Kolbengeschwindigkeiten, welche in den Tabellen angegeben sind.

---

*) Die Voraussetzungen, von denen der Verfasser bei diesen Rechnungen ausgegangen ist, sind nicht vollständig erkennbar, so dass auch die 5 Tabellen in den angeführten Nummern nur theilweise revidirt werden konnten. Die Columnen, welche für eine gegebene Pferdestärke der Maschine die entsprechenden Werthe des Cylinderquerschnitts per Pferd, des Verhältnisses zwischen dem Cylinderdurchmesser und dem Kolbenschub, der Kolbengeschwindigkeit, sowie der Dampfmenge per Pferd und per Sekunde enthalten, sind deshalb ohne Controle aus der vorigen Auflage reproducirt worden; die Zahlen der übrigen Columnen habe ich in Betreff ihrer Zusammenstimmung mit jenen controlirt. Was die beiden letzten Columnen betrifft, so konnte diese Controle insofern geschehen, als vom Verfasser augenscheinlich durchweg 150 Quadratmeter Heizfläche zur Produktion von 1 Kilg. Dampf per 1 Sekunde, und 1 Kilgr. Kohle zur Produktion von 7 Klgr. Dampf gerechnet wurde. G.

293.

Watt'sche Niederdruckmaschinen.

(Spannung des Dampfes im Cylinder = 8330 Kilg.)

Pferdekraft der Maschine.	Durchmesser des Dampfcylinders in Centimetern.	Verhältniss zwischen Kolbenschub und Cylinderdurchmesser.	Geschwindigkeit des Kolbens per 1″ in Metern.	Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle per 1′.	Querschnitt des Cylinders per 1 Pferd in Quadratcentim.	Dampfmenge in Kilg. per 1 Pferd und per 1″.	Heizfläche des Kessels per 1 Pferd in Quadratm.	Steinkohlen in Kilg. per 1 Pferdekraft und per 1 Stunde.
1	16·0	2·70	0·89	61·8	200	1: 40	3·75	12·9
2	22·0	2·60	0·90	47·2	190	1: 54	2·78	9·5
3	26·2	2·54	0·92	41·5	180	1: 64	2·34	8·0
4	29·9	2·50	0·95	38·2	176	1: 70	2·14	7·3
6	36·7	2·45	0·98	32·7	176	1: 82	1·83	6·3
8	41·7	2·40	1·00	30·0	171	1: 94	1·60	5·5
10	46·0	2·38	1·03	28·2	166	1: 97	1·55	5·3
12	49·1	2·35	1·05	27·3	158	1:100	1·50	5·1
14	52·4	2·34	1·06	25·9	154	1:102	1·47	5·0
16	54·9	2·32	1·08	25·4	148	1:103	1·46	5·0
18	57·8	2·30	1·10	24·8	146	1:104	1·44	4·9
20	60·6	2·30	1·11	23·9	144	1:105	1·43	4·9
24	65·6	2·25	1·14	23·2	141	1:106	1·42	4·9
28	69·9	2·25	1·16	22·1	137	1:107	1·40	4·8
32	73·3	2·20	1·19	22·1	132	1:108	1·39	4·8
36	77·5	2·18	1·20	21·3	131	1:109	1·38	4·7
40	81·4	2·14	1·22	21·0	130	1:110	1·36	4·7
45	86·0	2·10	1·23	20·4	129	1:111	1·35	4·6
50	89·9	2·05	1·25	20·3	127	1:111	1·35	4·6
55	93·2	2·05	1·27	19·9	124	1:112	1·34	4·6
60	96·9	2·00	1·29	19·9	123	1:112	1·34	4·6
65	99·7	2·00	1·30	19·6	120	1:113	1·33	4·6
70	103·0	2·00	1·31	19·1	119	1:113	1·33	4·6
75	106·1	2·00	1·32	18·7	118	1:113	1·33	4·6
80	109·2	2·00	1·33	18·3	117	1:113	1·33	4·6
85	112·0	2·00	1·34	17·9	116	1:113	1·33	4·6
90	114·8	2·00	1·36	17·8	115	1:114	1·32	4·5
95	117·4	2·00	1·37	17·5	114	1:114	1·32	4·5
100	119·9	2·00	1·38	17·3	113	1:114	1·32	4·5
110	125·8	2·00	1·39	16·6	113	1:114	1·32	4·5
120	130·8	2·00	1·41	16·2	112	1:115	1·30	4·5
130	136·2	2·00	1·43	15·7	112	1:115	1·30	4·5
140	140·7	2·00	1·45	15·5	111	1:115	1·30	4·5

294.

Watt'sche Niederdruckmaschinen.

Cylinder und Kolben.

Spannung des Dampfes im Cylinder per 1 Quadratmet. 8330 Kilg.
Durchmesser des Dampfcylinders in Metern $D = 0{\cdot}11\,(1 + \sqrt{N})$
Geschwindigkeit des Kolbens in Metern . . $v = 0{\cdot}46 + 0{\cdot}84\sqrt{D}$
Länge des Kolbenschubes . . . . $l = \frac{1}{7}\,(19 - 5\,D)\,D$
Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle
per 1' . . . . $n = 30\,\frac{v}{l}$
Durchmesser des Dampfrohres . . . . . $= 0{\cdot}2\,D$
Querschnitt der Dampfkanäle . . . . . $= \frac{1}{30}\,O$

$\frac{\text{Breite eines Kanals}}{\text{Höhe eines Kanals}}$	3	4	5	6
Breite	0·280 D	0·324 D	0·362 D	0·396 D
Höhe	0·093 D	0·081 D	0·072 D	0·066 D

Durchmesser der Kolbenstange . . . . . . $= 0{\cdot}1\,D$

Wegen Metalldicke des Cylinders, Dimensionen des Deckels und Abmessungen des Kolbens, siehe Nr. 105 und 109.

Condensator und Luftpumpe.

Durchmesser der Luftpumpe . . . . $= \frac{2}{3}\,D$
Kolbenschub . . . . $= \frac{1}{2}\,l$
Höhe der Ventilöffnungen an der Luftpumpe . $= 0{\cdot}15\,D$
Breite der Ventilöffnungen an der Luftpumpe $= 0{\cdot}55\,D$
Durchmesser der Kolbenstange an den Enden $= 0{\cdot}07\,D$
Durchmesser der Kolbenstange in der Mitte . $= 0{\cdot}10\,D$
Volumen des Condensators = jenem der Luftpumpe.
Durchmesser des Einspritzrohres . . . . . $= 0{\cdot}08\,D$

Warmwasser-Pumpe.

Volumen, welches der Kolben der Warmwasser-
pumpe beschreibt . . . . $= 0{\cdot}004\,\frac{D^2\pi}{4}\,l$

$\frac{\text{Kolbenschub des Dampfkolbens}}{\text{Kolbenschub der Warmwasserpumpe}}$	=	2	3	4
Durchmesser der Warmwasserpumpe	=	0·089 D	0·110 D	0·126 D
Durchmesser der Kolbenstange	=	0·03 D	0·032 D	0·037 D
		0·04 D	0·045 D	0·052 D

Kaltwasser-Pumpe.

Volumen, welches der Kolben der Kaltwasserpumpe beschreibt . . . . $= \frac{1}{20} \frac{D^2 \pi}{4} l$

Kolbenschub . . . . $= \frac{1}{2} l$

Durchmesser der Pumpe . . . . = 0·316 D

Durchmesser der Kolbenstange . . . . = 0·05 D

Der Balancier.

Länge des Balanciers . . . . = 3 l

Höhe des Balanciers in der Mitte . . . . = 0·8 D

" " " an den Enden . . . . = 0·3 D

Dicke der Höhenerve . . . . = 0·05 D

Breite der oberen Nerve . . . . = 0·10 D

Höhe der oberen Nerve . . . . = 0·05 D

Durchmesser der (angegossenen) Endzapfen . . . = 0·18 D

Durchmesser der Zapfen an der Hülse . . . . . . = 0·10 D

Entfernung der Mittel dieser Zapfen . . . . = 0·5 D

Durchmesser der Zapfen für die Luftpumpe . . . = 0·07 D

Entfernung der Mittel dieser Zapfen . . . . = 0·5 D

Durchmesser der Zapfen für die Warmwasserpumpe = 0·04 D

" " " " " Kaltwasserpumpe . = 0·06 D

" " " der Axe des Balanciers . . = 0·18 D

Entfernung der Mittel dieser Zapfen . . . . = 1·4 D

Triebstange.

Länge der Triebstange . . . . = 3 l

Höhe der Nerve in der Mitte . . . . $= \frac{1}{5} l$

Dicke einer Nerve . . . . $= \frac{1}{35} l$

Kurbel und Welle.

Halbmesser der Kurbel . . . . $= \frac{1}{2} l$

Durchmesser des Kurbelzapfens . . . . $= 0{\cdot}15\,D$

Durchmesser der Kurbelwelle . . . . $= 0{\cdot}30\,D$

Das Schwungrad.

Halbmesser des Schwungrades . . . . $= 3{\cdot}5\,D$

Radiale Dimension des Ringes . . . . $= 0{\cdot}49\,D$

Dicke des Schwungringes . . . . $= 0{\cdot}24\,D$

Anzahl der Arme . . . . $= 2(1 + 3{\cdot}5\,D)$

Höhe der Arme . . . . $= 0{\cdot}24\,D$

Der Schwungkugel-Regulator.

Durchmesser der Axe des Regulators . . . . $= 0{\cdot}08\,D$

Durchmesser der Schwungkugeln . . . . . . $= 0{\cdot}3\,D$

Länge eines Pendelarmes . . . . $\lambda = D$

Anzahl der Umdrehungen des Regulators per 1′ $= 9{\cdot}55 \sqrt{\frac{g}{\lambda \cos \alpha}}$

wobei in der Regel $\alpha = 30^0$ zu nehmen ist.

Aufstellung der Maschine.

Durchmesser der Säulen unter dem Gebälk . . $= 0{\cdot}2\,D$

Höhe des Quergebälkes . . . . $= 0{\cdot}36\,D$

Höhe der Quadersätze unter dem Cylinder und unter den Säulen . . . . $= 4{\cdot}6\,D$

Breite dieser Quadersätze . . . . $= 1{\cdot}4\,D$

Breite des Maschinenraumes . . . . $= 4{\cdot}6\,D$

Länge des Maschinenraumes . . . . $= 13{\cdot}5\,D$

295.

Hochdruckmaschinen **ohne** *Condensation,* **ohne** *Expansion.*

(Spannung des Dampfes im Cylinder = 35000 Kilg.)

Pferdekraft der Maschine.	Durchmesser des Cylinders in Centimetern.	Verhältniss zwischen Kolbenschub und Durchmesser.	Geschwindigkeit des Kolbens in Metern per 1''.	Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle per 1'.	Querschnitt des Cylinders per 1 Pferd in Quadratcentim.	Dampfmenge in Kilg. per 1 Pferd und per 1''.	Heizfläche des Kessels per 1 Pferd in Quadratmetern.	Steinkohlen per 1 Pferd und per 1 Stunde.
2	11·7	2·68	0·707	67·5	54	1: 73	2·05	7·05
3	13·5	2·66	0·760	63·5	48	1: 81	1·85	6·35
4	15·0	2·64	0·810	61·4	44	1: 87	1·72	5·91
6	17·9	2·62	0·891	57·0	42	1: 92	1·63	5·59
8	19·9	2·61	0·930	53·8	39	1: 96	1·56	5·36
10	22·0	2·59	0·965	50·8	38	1:100	1·50	5·14
12	23·8	2·56	1·002	49·4	37	1:104	1·44	4·94
14	25·3	2·55	1·024	47·6	36	1:106	1·42	4.85
16	26·7	2·54	1·046	46·3	35	1:108	1·39	4·76
18	27·9	2·52	1·069	45·6	34	1:110	1·36	4·68
20	29·0	2·51	1·100	45·3	33	1:112	1·34	4·59
24	31·3	2·50	1·132	43·4	32	1:115	1·30	4·47
28	33·2	2·48	1·161	42·3	31	1:116	1·29	4·43
32	35·0	2·47	1·190	41·3	30	1:117	1.28	4·40
36	37·1	2·45	1·208	39·9	30	1:118	1·27	4·36
40	38·4	2·44	1·226	39·3	29	1:119	1·26	4·32
45	40·8	2·43	1·267	38·4	29	1:120	1·25	4·29
50	42·2	2·41	1·289	38·0	28	1:121	1·24	4.25
55	44·3	2·40	1·302	36·7	28	1:122	1·23	4·22
60	46·2	2·38	1·310	35·7	28	1:122	1·23	4·22
65	47·3	2·37	1·320	35·3	27	1:123	1·22	4·18
70	49·1	2·36	1·340	34·7	27	1:123	1·22	4·18
75	49·8	2·36	1·360	34.7	26	1:124	1·21	4·15
80	51·5	2·35	1·385	34·3	26	1:124	1·21	4·15
85	53·0	2·33	1·400	34·0	26	1:125	1·20	4·11
90	54·6	2·32	1·415	33·5	26	1:126	1·19	4·08
95	56·1	2·32	1·431	33·0	26	1:128	1·17	4·02
100	56·4	2·31	1·449	33·4	25	1:129	1·16	3·99
110	58·0	2·30	1·467	33·0	24	1:130	1·15	3·96
120	60·6	2·29	1·487	32·1	24	1:130	1·15	3·96
130	61·7	2·28	1·505	32·1	23	1:130	1·15	3·96
140	64·0	2·27	1·523	31·4	23	1:130	1·15	3·96

296.

Hochdruckmaschinen ohne *Expansion,* ohne *Condensation.*

Spannung des Dampfes im Cylinder per 1 Quadratmt. = 35000 Kilg.
Durchmesser des Dampfcylinders in Metern $D = 0{\cdot}045 + 0{\cdot}0556\sqrt{N}$
Geschwindigkeit des Kolbens in Metern $v = 0{\cdot}017\,(1 + 10\sqrt{D})$
Länge des Kolbenschubes in Metern . $l = (2{\cdot}8 - D)\,D$
Anzahl der Umdrehungen der Kurbel-

welle per 1 Minute . . . . $n = 30\,\frac{v}{l}$

Durchmesser des Dampfrohres . . . $= 0{\cdot}2\,D$

Querschnitt der Dampfkanäle . . . . $= \frac{1}{30}\,O$

$\frac{\text{Breite eines Kanals}}{\text{Höhe eines Kanals}} =$	3	4	5	6
Breite	0·280 D	0·324 D	0·362 D	0·396 D
Höhe	0·093 D	0·081 D	0·072 D	0·066 D

Durchmesser der Kolbenstange . . . . = 0·18 D

Wegen Metalldicke des Cylinders, Abmessungen des Deckels und des Kolbens, siehe Nr. 105 und 109.

Warmwasser-Pumpe.

Volumen, welches der Kolben der Warmwasser-

pumpe beschreibt . . . . $= 0{\cdot}015\,\frac{D^2\pi}{4}\,l$

Kolbenschub . . .	$\frac{1}{2}\,l$	$\frac{1}{3}\,l$	$\frac{1}{4}\,l$
Durchmesser . . .	0·17 D	0·21 D	0·24 D

Kurbel und Welle.

Durchmesser des Kurbelzapfens . . . . = 0·23 D
Durchmesser der Kurbelwelle . . . . = 0·47 D

Schwungrad.

Halbmesser des Schwungrades . . . . = 4·6 D
Radiale Dimension des Schwungringes . . . . = 0·65 D
Dicke des Schwungringes . . . . = 0·32 D
Anzahl der Arme . . . . = $2\,(1 + 4{\cdot}6\,D)$
Höhe der Arme . . . . = 0·37 D

297.

Hochdruckmaschinen mit *Expansion,* ohne *Condensation.*

(Dreifache Expansion. Spannung des Dampfes im Cylinder = 35000 Kilg.)

Pferdekraft der Maschine.	Durchmesser des Dampfcylinders in Centimetern.	Verhältniss zwischen Kolbenschub und Durchmesser.	Geschwindigkeit des Kolbens in Metern.	Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle per 1'.	Querschnitt des Cylinders per 1 Pferd in Quadratcentim.	Dampfmenge in Kilg. per 1 Pferd und per 1''.	Heizfläche des Kessels per 1 Pferd in Quadratmetern.	Steinkohlen per 1 Pferd und per 1 Stunde.
1	13·1	2·68	0·750	64·1	135	1 : 87	1.72	5·91
2	16·7	2·63	0·850	58·1	110	1 : 100	1·50	5·14
3	19·4	2·61	0·891	52·8	99	1 : 114	1·32	4·51
4	21·8	2·58	0·940	50·2	93	1 : 120	1·25	4·29
6	25·0	2·57	1·000	46·7	82	1 : 127	1·18	4·05
8	28·2	2·55	1·069	44·6	78	1 : 135	1·11	3.81
10	30·3	2·50	1·099	43·6	72	1 : 139	1·08	3·70
12	32·7	2·48	1·130	41·8	70	1 : 144	1·04	3·57
14	34·8	2·47	1·160	40·5	68	1 : 147	1·02	3·50
16	36·7	2·44	1·190	39·9	66	1 : 149	1·01	3·45
18	38·3	2·43	1·217	39·2	64	1 : 151	0·99	3·41
20	40·1	2·42	1·245	38·5	63	1 : 153	0·98	3·36
24	43·2	2·40	1·278	37·0	61	1 : 156	0·96	3·30
28	45·9	2·39	1·310	35·9	59	1 : 160	0·94	3·21
32	48·2	2·37	1·341	35·2	57	1 : 161	0·93	3·19
36	50·2	2·34	1·372	35·0	55	1 : 162	0·93	3·17
40	52·4	2·33	1·401	34·4	54	1 : 163	0·92	3·16
45	55·1	2·31	1·431	33·7	53	1 : 165	0·91	3·12
50	57·5	2·30	1·459	33·1	52	1 : 167	0·90	3·08
55	59·2	2·29	1·487	32·9	50	1 : 168	0·89	3·06
60	61·8	2·27	1·493	31·9	50	1 : 169	0·89	3·04
65	63·7	2·25	1·500	31·4	49	1 : 170	0·88	3·03
70	66·1	2·22	1·500	30·3	49	1 : 170	0·88	3·03
75	68·4	2·21	1·500	29·8	49	1 : 171	0·88	3·01
80	70·6	2·20	1·500	29·0	49	1 : 171	0·88	3·01
85	72·8	2·19	1·500	28·2	49	1 : 172	0·87	2·99
90	74·9	2·17	1·500	27·7	49	1 : 172	0·87	2·99
95	77·0	2·16	1·500	27·1	49	1 : 173	0·87	2·97
100	79·0	2·15	1·500	26·5	49	1 : 173	0·87	2·97
110	82·8	2·13	1·500	25·5	49	1 : 174	0·86	2·96
120	86·5	2·10	1·500	24·8	49	1 : 175	0·86	2·94
130	90·1	2·09	1·500	23·9	49	1 : 176	0·85	2·92
140	93·5	2·08	1·500	23·1	49	1 : 177	0·85	2·91

298.

Hochdruckmaschinen mit *Expansion,* ohne *Condensation.*

Cylinder und Kolben.

Spannung des Dampfes im Cylinder per 1 Quadratm. = 35000 Kilg.

Absperrung nach $\frac{1}{3}$ des Schubes.

Geschwindigkeit des Kolbens in 1″ in Metern	$v = 0{\cdot}17\,(1 + 10\sqrt{D})$
Durchmesser des Dampfcylinders in Metern	$D = 0{\cdot}06 + 0{\cdot}074\sqrt{N}$
Länge des Kolbenschubes	$l = (2{\cdot}8 - D)\,D$
Anzahl der Umdrehungen in 1′	$n = 30\,\frac{v}{l}$
Durchmesser des Dampfrohres	$= 0{\cdot}2\,D$
Querschnitt der Dampfkanäle	$= \frac{1}{30}\,O$

Entsprechende Breite und Höhe der Dampfkanäle: siehe Nr. 296.

Durchmesser der Kolbenstange	$= 0{\cdot}15\,D$

Warmwasser-Pumpe.

Kolbenschub der Warmwasserpumpe .	$\frac{1}{2}\,l$	$\frac{1}{3}\,l$	$\frac{1}{4}\,l$
Durchmesser der Pumpe	0·09 D	0·12 D	0·14 D

Triebstange.

Länge der Triebstange	$= 3\,l$
Höhe der Nerve in der Mitte (wenn von Gusseisen)	$= \frac{1}{5}\,l$

Kurbel und Welle.

Durchmesser des Kurbelzapfens	$= 0{\cdot}23\,D$
Durchmesser der Kurbelwelle	$= 0{\cdot}37\,D$

Schwungrad.

Halbmesser des Schwungrades	$= 4{\cdot}02\,D$
Radiale Dimension des Schwungringes	$= 0{\cdot}562\,D$
Breite des Ringes	$= 0{\cdot}281\,D$
Anzahl der Radarme	$= 2\,(1 + 4\,D)$
Höhe eines Armes	$= 0{\cdot}30\,D$

299.

Mitteldruck-Maschinen mit *Expansion,* mit *Condensation.*

(Dreifache Expansion. Spannung des Dampfes im Cylinder = 18643 Kilg.)

Pferdekraft der Maschine.	Durchmesser des Dampfcylinders in Centimetern.	Verhältniss zwischen Kolbenschub und Durchmesser.	Geschwindigkeit des Kolbens in Metern per 1″.	Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle per 1′.	Querschnitt des Cylinders per 1 Pferd in Quadratmetern.	Dampfmenge in Kilg. per 1 Pferd und per 1″.	Heizfläche des Kessels per 1 Pferd in Quadratmetern.	Steinkohlen per 1 Pferd und per 1 Stunde.
6	29·1	2·52	1·12	45·8	111	1 : 154	0·974	3·34
8	32·2	2·49	1·15	43·0	102	1 : 166	0·904	3·10
10	35·0	2·47	1·19	41·3	96	1 : 173	0·867	2·97
12	37·3	2·45	1·21	39·7	91	1 : 181	0·829	2·84
14	39·2	2·42	1·23	38·9	86	1 : 190	0·789	2·71
16	41·1	2·41	1·25	37·8	83	1 : 195	0·769	2·64
18	42·8	2·40	1·28	37·4	80	1 : 200	0·750	2·57
20	44·9	2·39	1·31	36·6	79	1 : 200	0·750	2·57
24	48·2	2·38	1·35	35·3	76	1 : 203	0·739	2·53
28	51·7	2·36	1·39	34·2	75	1 : 204	0·735	2·52
32	53·8	2·34	1·43	34·1	71	1 : 209	0·718	2·46
36	56·6	2·32	1·46	33·4	70	1 : 209	0·718	2·46
40	58·4	2·30	1·49	33·3	67	1 : 213	0·704	2·41
45	61·5	2·28	1·50	32·1	66	1 : 216	0·694	2·38
50	64·3	2·26	1·50	31·0	65	1 : 220	0·682	2·34
55	67·5	2·24	1·50	29·8	65	1 : 221	0·679	2·33
60	70·5	2·21	1·50	28·9	65	1 : 222	0·676	2·32
65	73·3	2·20	1·50	27·9	65	1 : 223	0·673	2·31
70	76·1	2·19	1·50	27·0	65	1 : 224	0·670	2·30
75	78·2	2·17	1·50	26·5	64	1 : 226	0·664	2·28
80	80·7	2·16	1·50	25·8	64	1 : 228	0·658	2·26
85	83·2	2·14	1·50	25·3	64	1 : 229	0·655	2·25
90	85·6	2·13	1·50	24·7	64	1 : 230	0·652	2·24
95	87·3	2·10	1·50	24·5	63	1 : 232	0·646	2·22
100	89·6	2·09	1·50	24·0	63	1 : 233	0·644	2·21
110	93·9	2·04	1·50	23·5	63	1 : 233	0·644	2·21
120	98·1	2·00	1·50	22·9	63	1 : 234	0·641	2·20
130	102·1	1·97	1·50	22·4	63	1 : 234	0·641	2·20
140	106·0	1·94	1·50	21·9	63	1 : 235	0·638	2·19

300.

Mitteldruck-Maschinen mit 1 Cylinder, mit *Expansion,* mit *Condensation.*

Cylinder und Kolben.

Spannung des Dampfes im Cylinder per 1 Quadratm. = 18643 Klgr.

Durchmesser des Dampfcylinders in Metern $D = 0{\cdot}082\,(1 + \sqrt{N})$

Absperrung bei $\frac{1}{3}$ des Schubes.

Geschwindigkeit des Kolbens in Metern . .	$v = 0{\cdot}17\,(1 + 10\sqrt{D})$
Länge des Kolbenschubes	$l = (2{\cdot}8 - D)\,D$
Anzahl der Umdrehungen der Kurbelwelle in 1'	$n = 30\,\frac{v}{l}$
Durchmesser des Dampfrohres	$= 0{\cdot}2\,D$
Querschnitt der Dampfkanäle	$= \frac{1}{30}\,O$
Entsprechende Breite und Höhe der Dampfkanäle: siehe Nr. 296.	
Durchmesser der Kolbenstange	$= 0{\cdot}14\,D$

Condensator und Luftpumpe.

Durchmesser der Luftpumpe	$= 0{\cdot}54\,D$
Kolbenschub	$= \frac{1}{2}\,l$
Höhe der Ventilöffnungen	$= 0{\cdot}12\,D$
Breite der Ventilöffnungen	$= 0{\cdot}45\,D$
Durchmesser der Kolbenstange an den Enden .	$= 0{\cdot}054\,D$
Durchmesser der Kolbenstange in der Mitte . .	$= 0{\cdot}082\,D$
Durchmesser des Einspritzrohres	$= 0{\cdot}07\,D$

Warmwasser-Pumpe.

Kolbenschub der Pumpe	$= \frac{1}{2}\,l$	$\frac{1}{3}\,l$	$\frac{1}{4}\,l$
Durchmesser der Pumpe	$= 0{\cdot}071\,D$	$0{\cdot}087\,D$	$0{\cdot}100\,D$
„ „ Kolbenstange . .	$= 0{\cdot}060\,D$	$0{\cdot}073\,D$	$0{\cdot}084\,D$

Kaltwasser-Pumpe.

Kolbenschub	$= \frac{1}{2}\,l$
Durchmesser der Pumpe	$= 0{\cdot}26\,D$
Durchmesser der Kolbenstange	$= 0{\cdot}04\,D$

Der Balancier.

Länge des Balanciers	= 3 l
Höhe des Balanciers in der Mitte	= 1·03 D
" " " an den Enden	= 0·39 D
Dicke der Höhennerven	= 0·06 D
Breite der oberen Nerve	= 0·13 D
Höhe der oberen Nerve	= 0·06 D
Durchmesser der (angegossenen) Endzapfen	= 0·24 D
Durchmesser der Zapfen an den Hülsen	= 0·14 D
Entfernung der Mittel dieser Zapfen	= 0·80 D
Durchmesser der Zapfen für die Luftpumpe	= 0·06 D
" " " an der Axe des Balanciers	= 0·25 D
Entfernung der Mittel dieser Zapfen	= 1·4 D

Triebstange.

Länge der Triebstange	= 3 l
Höhe der Nerve in der Mitte	$= \frac{1}{5}\, l$
Dicke dieser Nerve	$= \frac{1}{35}\, l$

Kurbel und Welle.

Halbmesser der Kurbel	$= \frac{1}{2}\, l$
Durchmesser des Kurbelzapfens	= 0·2 D
Durchmesser der Welle	= 0·38 D

Das Schwungrad.

Halbmesser des Schwungrades	= 4·02 D
Radiale Dimension des Ringes	= 0·56 D
Breite des Ringes	= 0·28 D

Der Schwungkugel-Regulator.

Durchmesser der Axe des Regulators	= 0·08 D
Durchmesser der Kugeln	= 0·30 D
Länge eines Pendelarmes	= D
Anzahl der Umdrehungen per 1′	$= 9{\cdot}55 \sqrt{\frac{g}{D \cos \alpha}}$

301.

Woolf'sche Maschinen.

Vierfache Expansion. Spannung des Dampfes im kleinen Cylinder = 18000 Kilg.

Pferdekraft der Maschine.	Durchmesser des		Querschnitt per Pferd des		Kolbenschub des		Umdrehungen per 1 Minute.	Dampfmenge in Kilg. per 1" per 1 Pferd.	Heizfläche des Kessels per 1 Pferd.	Steinkohlen in Kilg per 1 Pferd per 1 Stunde.
	kleineren Cylinders.	grösseren Cylinders.	kleineren Cylinders.	grösseren Cylinders.	kleineren Kolbens.	grösseren Kolbens.				
4	14·3	24·8	40·07	120·2	37·2	49·6	80·6	1 : 105	1·429	4·90
6	17·1	29·6	38·27	114·8	44·4	59·2	67·6	1 : 118	1·271	4·36
8	19·5	33·8	37·33	112·0	50·7	67·6	59·2	1 : 130	1·154	3·96
10	21·6	37·4	36·64	109·9	56·1	74·8	53·5	1 : 139	1·079	3·70
12	23·6	40·9	36·43	109·3	61·3	81·8	48·9	1 : 147	1·020	3·50
14	25·4	44·0	36·23	108·7	66·0	88·0	45·5	1 : 154	0·974	3·34
16	27·1	46·9	36·03	108·1	70·3	93·8	42·7	1 : 160	0·937	3·21
18	28·7	49·7	35·82	107·5	74·5	99·4	40·3	1 : 165	0·909	3·12
20	30·1	52·1	35·62	106·9	78·1	104·2	38·4	1 : 169	0·888	3·04
24	32·9	57·0	35·42	106·3	85·5	114·0	35·1	1 : 176	0·852	2·92
28	35·3	61·1	34·96	104·9	91·6	122·2	32·8	1 : 182	0·824	2·83
32	37·5	65·0	34·51	103·5	97·5	130·0	30·8	1 : 185	0·811	2·78
36	39·6	68·6	34·24	102·7	102·9	137·2	29·2	1 : 188	0·798	2·74
40	41·6	72·1	33·98	101·9	108·1	144·2	27·8	1 : 190	0·789	2·71
45	44·0	76·2	33·75	101·2	114·3	152·4	26·2	1 : 193	0·777	2·66
50	46·2	80·0	33·52	100·6	120·0	160·0	25·0	1 : 195	0·769	2·64
55	48·2	83·5	33·12	99·4	125·2	167·0	24·0	1 : 197	0·761	2·61
60	50·0	86·6	32·72	98·2	129·9	173·2	23·1	1 : 198	0·758	2·60
65	52·0	90·1	32·71	98·1	135·1	180·2	22·2	1 : 200	0·750	2·57
70	54·0	93·5	32·71	98·1	140·2	187·0	21·4	1 : 201	0·746	2·56
75	55·9	96·8	32·70	98·1	145·2	193·6	20·7	1 : 202	0·742	2·55
80	57·7	99·9	32·69	98·1	149·8	199·8	20·0	1 : 203	0·739	2·53
85	59·5	103·1	32·66	98·0	154·6	206·2	19·4	1 : 204	0·735	2·52
90	61·2	106·0	32·64	97·9	159·0	212·0	18·9	1 : 205	0·732	2·51
95	62·8	108·8	32·61	97·8	163·2	217·6	18·4	1 : 206	0·728	2·50
100	64·4	111·5	32·57	97·7	167·2	223·0	17·9	1 : 207	0·725	2·48

302.

Woolf'sche Maschinen mit zwei Cylindern, mit *vierfacher Expansion,* mit *Condensation.*

Cylinder und Kolben.

Spannung des Dampfes im kleinen Cylinder	= 18000 Kilg.
Durchmesser des grossen Cylinders in Metern D	$= 0{\cdot}024 + 0{\cdot}11 \sqrt{N}$
Durchmesser des kleinen Cylinders . . .	$= 0{\cdot}58\,D$
Geschwindigkeit des grossen Kolbens . . .	$= 1{\cdot}33^m$
Geschwindigkeit des kleinen Kolbens . . .	$= 1^m$
Kolbenschub des grossen Kolbens . . . l	$= 2\,D$
Kolbenschub des kleinen Kolbens	$= \frac{3}{2}\,D$
Durchmesser des Dampfrohres	$= 0{\cdot}12\,D$
Durchmesser der Kolbenstange des grossen Kolbens	$= 0{\cdot}11\,D$
Durchmesser der Kolbenstange des kleinen Kolbens	$= 0{\cdot}06\,D$
Dampfkanäle { Breite des grossen	$= 0{\cdot}32\,D$
Dampfkanäle { Breite des kleinen	$= 0{\cdot}11\,D$
Dampfkanäle { gemeinschaftliche Höhe . .	$= 0{\cdot}08\,D$
Durchmesser des Rohres für das Entweichen	$= 0{\cdot}2\,D$
Durchmesser des Communicationsrohres zwischen den Dampfkammern	$= 0{\cdot}14\,D$
Durchmesser der Steuerungswelle	$= 0{\cdot}08\,D$

Condensator.

Durchmesser der Luftpumpe	$= 0{\cdot}5\,D$
Kolbenschub	$= \frac{1}{2}\,l$
Höhe der Ventilöffnungen	$= 0{\cdot}11\,D$
Breite dieser Oeffnungen	$= 0{\cdot}41\,D$
Durchmesser der Kolbenstange	$= 0{\cdot}05\,D$
Volumen des Condensators	$= \frac{1}{8}\,\frac{D^2\pi}{4}\,l$
Durchmesser des Einspritzrohres	$= 0{\cdot}07\,D$

Warmwasser-Pumpe.

Länge des Kolbenschubes	$\frac{1}{3}\,l$	$\frac{1}{4}\,l$
Durchmesser der Pumpe	$0{\cdot}10\,D$	$0{\cdot}12\,D$

Kaltwasser-Pumpe.

Kolbenschub	$= \frac{1}{2}$ l
Durchmesser der Pumpe	= 0·24 D

Der Balancier.

Länge des Balanciers	= 7·00 D
Höhe des Balanciers in der Mitte	= 1·03 D
Höhe des Balanciers an den Enden	= 0·38 D
Dicke der Höhennerve	= 0·06 D
Breite der oberen Nerve	= 0·13 D
Höhe dieser Nerve	= 0·06 D
Durchmesser der (angegossenen) Endzapfen	= 0·24 D
Durchmesser der Zapfen an den Hülsen	= 0·12 D
Entfernung der Mittel dieser Zapfen	= 0·70 D
Durchmesser der Zapfen für den kleinen Kolben	= 0·08 D
Durchmesser der Zapfen für die Luftpumpe	= 0·06 D
Durchmesser der Zapfen der Axe des Balanciers	= 0·25 D
Entfernung der Mittel dieser Zapfen	= 1·65 D
Durchmesser der Zapfen für die Warmwasserpumpe	= 0·05 D
Durchmesser der Zapfen für die Kaltwasserpumpe	= 0·06 D
Entfernung der Tragsäulen unter dem Balancier	= 1·65 D
Durchmesser dieser Säulen	= 0·22 D
Höhe des Quergebälkes	= 0·33 D

Triebstange.

Länge der Triebstange	= 6 D
Höhe der Nerve in der Mitte	= 0·4 D
Dicke dieser Nerve	= 0·06 D

Kurbel und Welle.

Halbmesser der Kurbel	= D
Durchmesser des Kurbelzapfens	= 0·2 D
Durchmesser der Welle	= 0·35 D

Schwungrad.

Halbmesser des Schwungrades	= 4·02 D
Radiale Dimension des Schwungringes	= 0·56 D
Breite des Ringes	= 0·28 D



Der Schwungkugel-Regulator.

Durchmesser der Axe des Regulators . . .	$= 0{\cdot}08\ D$
Durchmesser der Schwungkugeln	$= 0{\cdot}3\ D$
Länge eines Pendelarmes	$= D$
Anzahl der Umdrehungen per 1'	$= 9{\cdot}55 \sqrt{\frac{g}{D \cos \alpha}}$

Windmühlenräder.

303.

Regeln für die wesentlichsten Constructionsverhältnisse.

Nennt man:

V die Geschwindigkeit des Windes in Metern per 1",

n die vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Flügelrades per 1', welche der Geschwindigkeit V entspricht,

O die Oberfläche eines der vier Flügel des Rades,

α den Winkel, den eine in der Entfernung r von der Axe befindliche Quersprosse eines Flügels mit der Richtung des Windes bilden soll,

N das Maximum des Nutzeffektes in Pferdekräften,

o hat man zur Bestimmung dieser Grössen folgende Resultate:

a) Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Flügelrades per 1 Minute:

$$n = 1{\cdot}85\ V$$

b) Vortheilhafteste Stellung einer Flügelsprosse*):

$$\operatorname{tang} \alpha = 0{\cdot}29\ r + \sqrt{0{\cdot}084\ r^2 + 2}$$

*) Das Verhältniss $\frac{n}{V} = 1{\cdot}85$ ist aus Versuchen von Coulomb abgeleitet, bei welchen der äussere Halbmesser r_1 des Flügelrades = 12 Meter war. Ist r_1 kleiner, so ist ohne Zweifel das vortheilhafteste Verhältniss $\frac{n}{V}$ grösser, und zwar voraussichtlich nahezu in solchem Grade, dass das Verhältniss $\frac{v_1}{V}$ einen constanten Werth behält, wenn v_1 die Geschwindigkeit des Flügelrades in der grössten

Diese Gleichung gibt folgende Resultate:

$r =$	1^m	2^m	3^m	4^m	5^m	6^m
$\alpha =$	$60^0\ 1'$	$64^0\ 38'$	$68^0\ 26'$	$71^0\ 30'$	$73^0\ 57'$	$75^0\ 54'$
$r =$	7^m	8^m	9^m	10^m	11^m	12^m
$\alpha =$	$77^0\ 23'$	$78^0\ 46'$	$79^0\ 49'$	$80^0\ 44'$	$81^0\ 29'$	$82^0\ 8'$

c) Effekt des Flügelrades in Pferdekräften:

$$N = \frac{O\,V^3}{577}$$

Die vorherrschende Geschwindigkeit des Windes ist für die meisten Gegenden V = 6 bis 7 Meter, und für diese Geschwindigkeit ist die Maschine einzurichten. Die Dimensionen der Flügel bei den besseren und grösseren Windmühlen sind gewöhnlich:

Entfernung der innersten Sprosse von der Axe = 2^m
" " äussersten " " " " = 10^m
Breite eines Flügels . . . . = 2^m
Oberfläche eines Flügels . . . . = 16 Quadratmtr.

Dann wird:

Winkel der innersten Sprosse mit der Windrichtung = $64^0\ 38'$
" " äussersten " " " " = $80^0\ 44'$

Umdrehungen des Flügelrades per 1′ $\begin{cases} \text{für } V = 6 & n = 11{\cdot}1 \\ \text{für } V = 7 & n = 12{\cdot}9 \end{cases}$

Effekt in Pferdekräften . . . . . $\begin{cases} \text{für } V = 6 & N = 6 \\ \text{für } V = 7 & N = 9{\cdot}5 \end{cases}$

304.

Thierische Kräfte.

Die Wirkung, welche Menschen oder Thiere ohne Nachtheil für ihre Gesundheit bei längere Zeit hindurch stattfindender täglicher

---

Entfernung r_1 von der Axe bedeutet. Nach den Versuchen von Coulomb war die vortheilhafteste Peripheriegeschwindigkeit im Mittel:

$$v_1 = 2{\cdot}4\ V$$

woraus sich ergeben würde:

$$n = \frac{22{\cdot}9}{r_1} V; \quad tg\ \alpha = \frac{3{\cdot}6}{r_1} r + \sqrt{2 + \left(\frac{3{\cdot}6}{r_1} r\right)^2}$$

Für $r = r_1$ wäre immer $\alpha = \alpha_1 = 82^0\ 22'$. G.

Wiederholung zu entwickeln vermögen, fällt am grössten aus, wenn sie einen gewissen Widerstand K Kilg. mit einer gewissen Geschwindigkeit C Meter per 1" innerhalb 24 Stunden während einer gewissen Arbeitszeit von T Stunden überwinden, und diese grösste tägliche Wirkung W beträgt

$$W = 3600\ K\ C\ T\ \text{Klgmtr.}$$

Die für die tägliche Leistung vortheilhaftesten Werthe von K, C, T richten sich theils nach dem Individuum, theils nach der Art seiner Thätigkeit, und sind in folgender Tabelle für Individuen von mittlerer Stärke und für verschiedene Arten ihrer Thätigkeit zusammengestellt. Dabei ist eine mittlere tägliche Arbeitszeit von T = 8 Stunden in Anschlag gebracht.

Individ.	Gewicht.	Maschine.	K	C	K C
	Kilg.		Kilg.	Meter.	Klgmtr.
Mensch *)	70	am Hebel . . .	5	1·1	5·5
		an der Kurbel . .	8	0·8	6·4
		am Göpel . . .	12	0·6	7·2
		am Tretrad . .	12	0·7	8·4
		24° Ansteigen am Steigrad . . .	60	0·2	12

*) Zu diesen Angaben ist zu bemerken:

Damit der Mensch am Hebel die angeführte Wirkung ausübe, muss er vertikal niederdrückend am Hebel wirken, indem Letzterer um eine horizontale Axe schwingt. Diese Axe soll in einer Höhe von 1 bis 1·1 Meter über dem Fussboden liegen; der Schwingungswinkel des Hebels soll höchstens 60°, der Schwingungsbogen des Angriffspunktes höchstens 1·1 Meter betragen.

Die Angaben für die Kurbel sind den Erfahrungen bei Tagelohnarbeiten entnommen. Für Akkordarbeiten geübter Arbeiter kann erfahrungsmässig gesetzt werden:

$$K = 10, \quad C = 1.$$

In allen Fällen ist eine günstige Kurbellänge von etwa 0·4 Mtr. und eine Höhe der Axe über dem Fussboden von etwa 1 Mtr. vorausgesetzt.

Die für das Arbeiten am Göpel angeführten Werthe können auch für das Arbeiten an einer stehenden Winde (Erdwinde) gelten, wenn die Druckhebel in vortheilhaftester Brusthöhe (etwa 1·3 Mtr. über dem Fussboden) liegen. Für T = 6 Stunden ergab sich aus betreffenden Erfahrungen für eine solche Winde: K = 14, C = 0·75.

Der für das Steigrad angegebene Werth von K entspricht einem Körper-

Individ.	Gewicht.	Maschine.	K	C	K C
	Kilg.		Kilg.	Meter.	Klgmtr.
Pferd*)	280	ohne Maschine .	56	1·3	73
		am Göpel . . .	44	0·9	40

gewicht von 65·7 Kilg., und bei demselben Körpergewicht entspricht der für das Tretrad angeführte Werth von K einem Winkel gleich $10^1/_2{}^0$ zwischen dem nach dem Standort des Arbeiters gezogenen und dem lothrechten Halbmesser. —

Ferner mögen in Betreff mechanischer Arbeiten des Menschen noch die folgenden Angaben hier Platz finden:

Wenn ein Arbeiter eine Last = Q Kilg. vermittelst Leitern oder Treppen täglich n mal auf eine Höhe = h Mtr. zu tragen und ohne Last zurückzukehren hat, so fällt die tägliche Nutzarbeit im Durchschnitt am grössten und zwar

$$W = Q\, n\, h = 55000 \text{ Klgmtr.}$$

aus, wenn Q = 50 Kilg. ist, also n h = 1100 Mtr.

Für das Ziehen an einem Seil beim Fortschreiten in gerader Richtung auf horizontaler Bahn kann im Durchschnitt gesetzt werden:

$$K = 12; \quad C = 0{\cdot}7; \quad T = 6.$$

Für das Ziehen an einem Seil in vertikaler Richtung abwärts unter abwechselungsweisem Vorgreifen mit der einen und anderen Hand ist im Durchschnitt zu setzen:

$$K = 16 \text{ Kilg.}, \quad W = 80000 \text{ Klgmtr.}$$

Bei dem Arbeiten an einer Maschine sind bei gleicher vortheilhaftester täglicher Arbeitszeit = T Stunden die vortheilhaftesten Werthe des ausgeübten Drucks = P Kilg. und der Geschwindigkeit = V Mtr. pro 1" des Angriffspunktes im Sinne von P, d. h. diejenigen Werthe von P und V, wodurch die Nutzarbeit am grössten wird, verschieden von denjenigen Werthen = K und C des Drucks und der Geschwindigkeit, wodurch die Gesammtarbeit am grössten wird. Ist nämlich:

P_1 der Nutzdruck,

$P - P_1 = R + f\, P_1$ derjenige Theil von P, welcher zur Bewältigung der theils constanten, theils proportional P_1 wachsenden Nebenwiderstände der Maschine verbraucht wird,

so sind die vortheilhaftesten Werthe von P und V:

$$P = \left(1 + \frac{R}{2K}\right) K; \quad V = \left(1 - \frac{R}{2K}\right) C$$

und es wird damit die grösste Nutzarbeit pro Sekunde:

$$P_1 V = \frac{\left(1 - \frac{R}{2K}\right)^2}{1 + f} K C \qquad G.$$

*) Die Angaben für das Arbeiten des Pferdes und der anderen genannten



Individ.	Gewicht.	Maschine.	K	C	K C
	Kilg.		Kilg.	Meter.	Klgmtr.
Ochse	280	ohne Maschine .	60	0·8	48
		am Göpel . . .	65	0·6	39
Maulesel	234	ohne Maschine .	47	1·1	52
		am Göpel . . .	30	0·9	27
Esel	168	ohne Maschine .	37	0·8	30
		am Göpel . . .	14	0·8	11

Beträgt die tägliche Arbeitszeit Z Stunden und erfolgt die Thätigkeit mit V Meter Geschwindigkeit, so findet man den Widerstand, welchen ein lebender Motor zu überwinden vermag, annähernd durch folgenden von *Gerstner* aufgestellten Ausdruck:

Thiere „ohne Maschine" beziehen sich vorzugsweise auf das Ziehen bei dem Fortschreiten in gerader Richtung auf horizontaler Bahn. Was insbesondere die Leistungen des Pferdes unter solchen Umständen betrifft, so sind sie in hohem Grade von der körperlichen Beschaffenheit, insbesondere von dem Körpergewicht abhängig, und zwar kann anderen Angaben zufolge bei $T = 8$ gesetzt werden für leichte Pferde von 250—300 Kilg. Gewicht:

$$K = 50; \quad C = 1{\cdot}2; \quad K\,C = 60$$

für schwere Pferde von 350—400 Kilg. Gewicht:

$$K = 65; \quad C = 1{\cdot}2; \quad K\,C = 78.$$

Die Leistungen am Göpel sind in ähnlichem Verhältniss verschieden, und zwar ist im Durchschnitt bei gleicher Arbeitszeit von $T = 8$ Stunden täglich K nur $\frac{8}{9}$, C nur $\frac{3}{4}$, also K C nur $\frac{2}{3}$ so gross zu setzen wie bei dem Ziehen in gerader Richtung, wenn der Halbmesser des von den Pferden durchlaufenen Kreises etwa 5 Meter beträgt. — Mit Rücksicht auf die Reibungswiderstände beträgt die Nutzarbeit, welche durch den Göpel gewonnen wird, ungefähr 0·8 der von den Thieren verrichteten Arbeit. —

Für das Arbeiten von Pferden auf Tretwerken sei:

G das Gewicht des Thieres,

α der Neigungswinkel der Bahn, auf welcher das Thier ohne Veränderung seines absoluten Ortes relativ gegen die Maschine schreitet, gegen den Horizont.

Dann kann im Durchschnitt gesetzt werden:

$$\sin \alpha = \frac{1}{4}, \text{ entsprechend } \alpha = 14^1/_2{}^\circ$$

$$K = \frac{1}{4} G; \quad C = 0{\cdot}5.$$

G.

$$P = \left(2 - \frac{V}{C}\right)\left(2 - \frac{Z}{T}\right) K$$

und die tägliche Wirkung ist dann:

$$W = 3600 \; P \; V \; Z$$

Erfolgt die Thätigkeit mit der mittleren Geschwindigkeit C und nur während kürzerer Zeitintervallen, auf welche Ruhepausen folgen, so darf man $V = C$ und $Z = 0$ in Rechnung bringen, und dann beträgt der Widerstand:

$$P = 2 \; K.$$

Bei Berechnung von Winden und Krahnen darf man den Druck eines Arbeiters gegen die Kurbel zu 16 Kilg. in Rechnung bringen*).

Um den grössten Widerstand zu finden, der nur mit sehr kleiner Geschwindigkeit und während eines Tages nur durch eine kurze Arbeitszeit überwunden werden kann, darf man $V = 0$ und $Z = 0$ in Rechnung bringen, und dann findet man:

$$P_{max.} = 4 \; K$$

*) Bei solchen durch längere Ruhepausen unterbrochenen Arbeiten kann auch P nur wenig oder gar nicht $>$ K, dagegen V entsprechend grösser sein, als die Geschwindigkeit C bei continuirlicher Arbeit. So wurde bei dem Arbeiten an der Kurbel zur Hebung des Rammklotzes einer Kunstramme im Mittel aus verschiedenen Beobachtungen gefunden:

$$P = 8 \text{ Kilg.}; \quad V = 1{\cdot}25 \text{ Mtr.}$$

Die Arbeit geschah in Akkord, und von im Ganzen 10 täglichen Arbeitsstunden wurden durchschnittlich 4½ Stunden zum Drehen an der Kurbel, die übrigen 5½ Stunden zu Nebenarbeiten und zu Ruhepausen verwendet.

ZEHNTER ABSCHNITT.

Transport zu Wasser und zu Land.

Fuhrwerke.

305.

Widerstandscoeffizienten für verschiedene Fuhrwerke.

Die folgende Tabelle gibt die Widerstandscoeffizienten, welche Morin durch zahlreiche Versuche mit verschiedenen Fuhrwerken und auf verschiedenen Bahnen gefunden hat. In den Ueberschriften bedeuten in Metern ansgedrückt:

b die Felgenbreite der Räder,
r_1, r_2 die Halbmesser der Hinter- und Vorderräder,
ϱ den Halbmesser der Axen, auf welchen sich die Räder drehen.

Beschaffenheit der Bahn.	Verhältniss des		
	Lafetten und Artillerie-karren.	Artillerie-wagen.	In der Franchecomté gebräuchliche Wagen.
	b = 0·10 bis b = 0·12 $r_1 = r_2 = 0·78$ $\varrho = 0·038$	b = 0·07 bis b = 0·075 $r_1 = 0·575$ $r_2 = 0·780$ $\varrho = 0·038$	b = 0·06 bis b = 0·07 $r_1 = 0·625$ $r_2 = 0·725$ $\varrho = 0·027$
Erddamm, sehr gut, beinahe trocken . . .	$\frac{1}{34·8}$	$\frac{1}{30·1}$	$\frac{1}{31}$
Fester Damm, mit einer Kieslage von 0m·03 bis 0m·04 Dicke	$\frac{1}{13·6}$	$\frac{1}{11·8}$	$\frac{1}{11·9}$
Fester Damm, mit einer Kieslage von 0m·05 bis 0m·06 Dicke	$\frac{1}{11·6}$	$\frac{1}{10·1}$	$\frac{1}{10·1}$
Fester Boden, auf 0m·10 bis 0m·15 Höhe mit Kies bedeckt, oder neue Strasse	$\frac{1}{10·8}$	$\frac{1}{9·3}$	$\frac{1}{9·4}$
Strasse mit nicht gebahntem Schnee bedeckt	$\frac{1}{18·4}$	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{16·2}$
Fester Boden mit einer Sandschichte von 0m·10 bis 0m·15 Dicke bedeckt, welcher Kies beigemengt ist	$\frac{1}{10·2}$	$\frac{1}{8·1}$	$\frac{1}{8·9}$
Schotterstrasse. In sehr gutem Stand, sehr trocken und eben	Schritt $\frac{1}{62·7}$ Trab $\frac{1}{50·5}$	$\frac{1}{54·3}$	$\frac{1}{57·5}$
Schotterstrasse. Ein wenig feucht oder mit Staub bedeckt, mit einigen freiliegenden Schotterstücken	$\frac{1}{44·8}$	$\frac{1}{38·7}$	$\frac{1}{40·3}$
Schotterstrasse. Sehr hart, mit groben Schottern, nass .	$\frac{1}{54·1}$	$\frac{1}{46·8}$	$\frac{1}{49·1}$
Schotterstrasse. Hart, mit leichten Geleisen und weichem Schlamm	$\frac{1}{34·8}$	$\frac{1}{30·1}$	$\frac{1}{31}$
Schotterstrasse. Hart, mit Geleisen und viel Koth . . .	$\frac{1}{28·5}$	$\frac{1}{24·6}$	$\frac{1}{25·2}$

horizontalen Zuges auf horizontaler Bahn zur Last.

Frachtwagen.		Karren.		Eilwagen.	Wagen mit aufgehängten Sitzen.
$b = 0·10$ bis $b = 0·12$ $r_1 = 0·45$ $r_2 = 0·75$ $\varrho = 0·032$	$b = 0·10$ bis $b = 0·12$ $r_1 = 0·55$ $r_2 = 0·85$ $\varrho = 0·032$	$b = 0·10$ bis $b = 0·12$ $r_1 = 0·80$ $\varrho = 0·032$	$b = 0·10$ bis $b = 0·12$ $r_1 = 1·00$ $\varrho = 0·032$	$b = 0·10$ bis $0·12$ $r_1 + r_2 = 1·15$ $\varrho = 0·032$	$b = 0·07$ bis $0·08$ $r_1 = 0·45$ $r_2 = 0·70$ $\varrho = 0·027$
$\frac{1}{27·2}$	$\frac{1}{31·7}$	$\frac{1}{36·3}$	$\frac{1}{45·4}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{26·1}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{26·4}$
$\frac{1}{10·5}$	$\frac{1}{12·3}$	$\frac{1}{14}$	$\frac{1}{17·5}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{10·1}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{10·1}$
$\frac{1}{8·9}$	$\frac{1}{10·4}$	$\frac{1}{11·9}$	$\frac{1}{14·9}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{8·6}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{8·6}$
$\frac{1}{8·3}$	$\frac{1}{9·7}$	$\frac{1}{11·1}$	$\frac{1}{13·9}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{8}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{8}$
$\frac{1}{14·3}$	$\frac{1}{16·7}$	$\frac{1}{19}$	$\frac{1}{23·8}$	$\frac{1}{13·7}$	
$\frac{1}{7·9}$	$\frac{1}{9·2}$	$\frac{1}{10·5}$	$\frac{1}{13·1}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{7·5}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{6·9}$
$\frac{1}{49·9}$	$\frac{1}{58}$	$\frac{1}{66·2}$	$\frac{1}{82·8}$	Schritt $\frac{1}{47·6}$ Trab $\frac{1}{40·9}$ scharfer Trab $\frac{1}{39·7}$	Schritt $\frac{1}{49}$ Trab $\frac{1}{41·8}$ scharfer Trab $\frac{1}{40·6}$
$\frac{1}{35·2}$	$\frac{1}{41}$	$\frac{1}{47}$	$\frac{1}{58·6}$	Schritt $\frac{1}{33·7}$ Trab $\frac{1}{26·8}$ scharfer Trab $\frac{1}{24·3}$	Schritt $\frac{1}{34·3}$ Trab $\frac{1}{27·2}$ scharfer Trab $\frac{1}{24·6}$
$\frac{1}{42·8}$	$\frac{1}{49·8}$	$\frac{1}{56·9}$	$\frac{1}{71}$	Schritt $\frac{1}{40·8}$ Trab $\frac{1}{26·5}$ scharfer Trab $\frac{1}{22·6}$	Schritt $\frac{1}{41·8}$ Trab $\frac{1}{27}$ scharfer Trab $\frac{1}{22·8}$
$\frac{1}{27·2}$	$\frac{1}{31·7}$	$\frac{1}{36·2}$	$\frac{1}{45·2}$	Schritt $\frac{1}{26·1}$ Trab $\frac{1}{21·7}$ scharfer Trab $\frac{1}{20}$	Schritt $\frac{1}{26·4}$ Trab $\frac{1}{22}$ scharfer Trab $\frac{1}{20·3}$
$\frac{1}{22·2}$	$\frac{1}{25·8}$	$\frac{1}{29·5}$	$\frac{1}{36·9}$	Schritt $\frac{1}{21}$ Trab $\frac{1}{18·5}$ scharfer Trab $\frac{1}{17·1}$	Schritt $\frac{1}{21·5}$ Trab $\frac{1}{18·5}$ scharfer Trab $\frac{1}{17·2}$

Beschaffenheit der Bahn.	Verhältniss des		
	Lafetten und Artillerie-karren.	Artillerie-wagen.	In der Franchecomté gebräuchliche Wagen.
	$b = 0{\cdot}10$ bis $b = 0{\cdot}12$ $r_1 = r_2 = 0{\cdot}78$ $\varrho = 0{\cdot}038$	$b = 0{\cdot}07$ bis $b = 0{\cdot}075$ $r_1 = 0{\cdot}575$ $r_2 = 0{\cdot}780$ $\varrho = 0{\cdot}038$	$b = 0{\cdot}06$ bis $b = 0{\cdot}07$ $r_1 = 0{\cdot}625$ $r_2 = 0{\cdot}725$ $\varrho = 0{\cdot}027$
Schotterstrasse. Sehr verfahren mit dickem Kothe . . .	$\frac{1}{24{\cdot}1}$	$\frac{1}{20{\cdot}8}$	$\frac{1}{21{\cdot}3}$
Schotterstrasse. Sehr aufgerissen, mit Geleisen von 0m.06 bis 0m.08 Tiefe und dickem Kothe . .	$\frac{1}{18{\cdot}4}$	$\frac{1}{15{\cdot}9}$	$\frac{1}{16{\cdot}2}$
Schotterstrasse. Sehr schlecht, tiefe Geleise von 0m.10 bis 0m.12, dicker Koth, der Grund hart und rauh	$\frac{1}{16{\cdot}5}$	$\frac{1}{14{\cdot}3}$	$\frac{1}{14{\cdot}4}$
Sehr gutes Metzer Pflaster (Sierker Sandstein)	$\frac{1}{80{\cdot}9}$	$\frac{1}{70}$	$\frac{1}{75{\cdot}5}$
Pariser Pflaster aus Sandst. v. Fontainebleau. Gewöhnlich trocken	$\frac{1}{75{\cdot}7}$	$\frac{1}{64{\cdot}6}$	$\frac{1}{69{\cdot}2}$
Pariser Pflaster aus Sandst. v. Fontainebleau. Ebenso	$\frac{1}{74{\cdot}7}$	$\frac{1}{64{\cdot}6}$	$\frac{1}{69{\cdot}2}$
Pariser Pflaster aus Sandst. v. Fontainebleau. Gewöhnlicher Zustand, nass und mit Koth bedeckt	$\frac{1}{58{\cdot}1}$	$\frac{1}{50{\cdot}3}$	$\frac{1}{52{\cdot}9}$
Brückenbahn von Holz . . , ...	$\frac{1}{54{\cdot}1}$	$\frac{1}{46{\cdot}8}$	$\frac{1}{49{\cdot}1}$

horizontalen Zuges auf horizontaler Bahn zur Last.

Frachtwagen.		Karren.		Eilwagen.		Wagen mit aufgehängten Sitzen.	
$b = 0{\cdot}10$ bis $b = 0{\cdot}12$ $r_1 = 0{\cdot}45$ $r_2 = 0{\cdot}75$ $\varrho = 0{\cdot}032$	$b = 0{\cdot}10$ bis $b = 0{\cdot}12$ $r_1 = 0{\cdot}55$ $r_2 = 0{\cdot}85$ $\varrho = 0{\cdot}032$	$b = 0{\cdot}10$ bis $b = 0{\cdot}12$ $r_1 = 0{\cdot}80$ $\varrho = 0{\cdot}032$	$b = 0{\cdot}10$ bis $b = 0{\cdot}12$ $r_1 = 1{\cdot}00$ $\varrho = 0{\cdot}032$	$b = 0{\cdot}10$ bis $0{\cdot}12$ $r_1 + r_2 = 1{\cdot}15$ $\varrho = 0{\cdot}032$		$b = 0{\cdot}7$ bis $0{\cdot}08$ $r_1 = 0{\cdot}45$ $r_2 = 0{\cdot}70$ $\varrho = 0{\cdot}027$	
$\frac{1}{18{\cdot}7}$	$\frac{1}{21{\cdot}8}$	$\frac{1}{24{\cdot}9}$	$\frac{1}{31{\cdot}1}$	Schritt	$\frac{1}{17{\cdot}9}$	Schritt	$\frac{1}{18{\cdot}1}$
				Trab	$\frac{1}{15{\cdot}8}$	Trab	$\frac{1}{15{\cdot}9}$
				scharfer Trab	$\frac{1}{14{\cdot}9}$	scharfer Trab	$\frac{1}{15}$
$\frac{1}{14{\cdot}3}$	$\frac{1}{16{\cdot}7}$	$\frac{1}{19}$	$\frac{1}{23{\cdot}8}$	Schritt	$\frac{1}{13{\cdot}7}$	Schritt	$\frac{1}{13{\cdot}8}$
				Trab	$\frac{1}{12{\cdot}4}$	Trab	$\frac{1}{12{\cdot}5}$
				scharfer Trab	$\frac{1}{11{\cdot}8}$	scharfer Trab	$\frac{1}{11{\cdot}9}$
$\frac{1}{12{\cdot}7}$	$\frac{1}{14{\cdot}9}$	$\frac{1}{17}$	$\frac{1}{21{\cdot}2}$	Schritt	$\frac{1}{12{\cdot}2}$	Schritt	$\frac{1}{12{\cdot}3}$
				Trab	$\frac{1}{10{\cdot}5}$	Trab	$\frac{1}{9{\cdot}9}$
$\frac{1}{64{\cdot}7}$	$\frac{1}{75{\cdot}5}$	$\frac{1}{86{\cdot}3}$	$\frac{1}{107{\cdot}9}$	Schritt	$\frac{1}{62}$	Schritt	$\frac{1}{64{\cdot}2}$
				Trab	$\frac{1}{42}$	Trab	$\frac{1}{43}$
				scharfer Trab	$\frac{1}{36{\cdot}2}$	scharfer Trab	$\frac{1}{37}$
$\frac{1}{59{\cdot}6}$	$\frac{1}{69{\cdot}5}$	$\frac{1}{79{\cdot}9}$	$\frac{1}{99{\cdot}9}$	Schritt	$\frac{1}{57{\cdot}1}$	Schritt	$\frac{1}{59}$
				Trab	$\frac{1}{38{\cdot}1}$	Trab	$\frac{1}{39}$
				scharfer Trab	$\frac{1}{32{\cdot}7}$	scharfer Trab	$\frac{1}{33{\cdot}3}$
$\frac{1}{59{\cdot}6}$	$\frac{1}{69{\cdot}5}$	$\frac{1}{79{\cdot}9}$	$\frac{1}{99{\cdot}9}$	Schritt	$\frac{1}{57{\cdot}1}$	Schritt	$\frac{1}{59}$
				Trab	$\frac{1}{40{\cdot}9}$	Trab	$\frac{1}{41{\cdot}8}$
				scharfer Trab	$\frac{1}{35{\cdot}8}$	scharfer Trab	$\frac{1}{36{\cdot}5}$
$\frac{1}{46}$	$\frac{1}{53{\cdot}5}$	$\frac{1}{61{\cdot}2}$	$\frac{1}{76{\cdot}5}$	Schritt	$\frac{1}{44}$	Schritt	$\frac{1}{45{\cdot}1}$
				Trab	$\frac{1}{32{\cdot}9}$	Trab	$\frac{1}{33{\cdot}5}$
				scharfer Trab	$\frac{1}{29{\cdot}2}$	scharfer Trab	$\frac{1}{29{\cdot}8}$
$\frac{1}{42{\cdot}8}$	$\frac{1}{49{\cdot}8}$	$\frac{1}{56{\cdot}9}$	$\frac{1}{17}$	Schritt u. Trab	$\frac{1}{40{\cdot}8}$	Schritt u. Trab	$\frac{1}{41{\cdot}8}$



Lokomotive*).

306.

Fahrgeschwindigkeit.

Der Berechnung von neu zu erbauenden Lokomotiven darf man in der Regel folgende Fahrgeschwindigkeiten zu Grunde legen.

Benennung der Züge.	Fahrgeschwindigkeit in Metern in 1 Sekunde.
Schnellzüge	16 bis 20
Gewöhnliche Personenzüge . .	12 „ 16
Güterzüge	8 „ 12
Berglokomotive	5 „ 6

Nennt man V die Geschwindigkeit eines Zuges in Metern und in einer Sekunde, so ist die Geschwindigkeit eines Zuges:

1) in deutschen Meilen (zu 7·420 Kilometern) in der Stunde . . . . 0·485 V
2) in österreichischen Meilen (zu 7·587 Kilometern) in der Stunde . . . . 0·475 V
3) in preussischen Meilen (zu 7·532 Kilometern) in der Stunde . . . . 0·478 V
4) in Kilometern in der Stunde . . . . 3·600 V

*) In den Anmerkungen zu diesem Abschnitt wird mehrfach Veranlassung sein, auf zwei neuere Publikationen Bezug zu nehmen, welche den heutigen Zustand des Lokomotivbaues in Deutschland und des deutschen Eisenbahnwesens überhaupt zum Gegenstand haben, nämlich:

1) Technische Vereinbarungen des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen über den Bau und die Betriebseinrichtungen der Eisenbahnen. Redigirt von der technischen Commission des Vereins nach den Beschlüssen der vom 11. bis 16. September 1865 in Dresden abgehaltenen Techniker-Versammlung. Wiesbaden, C. W. Kreidel's Verlag, 1867.

2) Skizzen und Hauptdimensionen der Lokomotiven nach verschiedenen Systemen, welche in den letzten 5 Jahren von den deutschen Vereinsbahnen beschafft worden sind. Nach den Ergebnissen der Ende September 1868 in München abgehaltenen Techniker-Versammlung der deutschen Eisenbahnverwaltungen herausgegeben im Auftrage der technischen Commission des Vereins von Edmund Heusinger von Waldegg. Wiesbaden, C. W. Kreidel's Verlag, 1869.

Zur Vereinfachung der betreffenden Citate mögen diese beiden Publikationen kurz bezeichnet werden als: „Technische Vereinbarungen“ und „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven“. G.

5) in englischen Meilen (zu 1·609 Kilometern) in der Stunde . . . . 2·237 V

307.

Das Traingewicht.

Für neu zu erbauende Lokomotiven dürfen in der Regel folgende Traingewichte (in Tonnen zu 1000 Kilg.) in Rechnung gebracht werden:

a) wenn die stärksten Steigungen der Bahn nicht mehr als $^1/_{150}$ betragen und die kleinsten Krümmungshalbmesser nicht unter 200 Meter sind:

Art des Zuges.	Gewicht des Trains ohne Lokomotive in Tonnen.
Schnellzüge	50 bis 100
Gewöhnliche Personenzüge .	100 „ 150
Güterzüge	150 „ 300

b) wenn die stärksten Steigungen mehr als $^1/_{150}$ und bis $^1/_{40}$ betragen, wird man in der Regel das Gewicht des Trains nicht grösser als 150 Tonnen annehmen dürfen*).

308.

Verhältniss zwischen dem Gewicht einer Lokomotive und ihrer normalen Zugkraft.

Nennt man:

W den in Kilogrammen ausgedrückten normalen, totalen Widerstand des Trains, den die Lokomotive bei einer nicht zu hohen Dampfspannung zu überwinden im Stande sein soll, eingerech-

---

*) Nach den „technischen Vereinbarungen“ soll bei Hauptbahnen in der Regel die Steigung

im flachen Lande $<$ 1 : 200
im Hügellande $<$ 1 : 100
im Gebirge $<$ 1 : 40

sein, und der Krümmungshalbmesser der Curven

im flachen Lande $>$ 1100 Mtr.
im Hügellande $>$ 600 „
im Gebirge $>$ 300 „

Nur ausnahmsweise soll im flachen und Hügellande ein Krümmungshalbmesser von 360 Mtr., im Gebirge ein solcher von 180 Mtr. gestattet sein. Die steileren Steigungen sollen in den Curven angemessen ermässigt werden.

G.

net alle Widerstände, welche durch die Differenz der Pressungen gegen die beiden Seiten der Kolben überwunden werden müssen,

L das Gewicht der Lokomotive mit Wasserfüllung in Tonnen zu 1000 Kilg.,

V die Fahrgeschwindigkeit des Trains in Metern und in der Sekunde,

so ist annähernd *):

$$\frac{W}{L} = \frac{590 + 22\,V}{V}$$

Diese Formel gibt:

für $V =$	5	6	8	10	12	14
$\frac{W}{L} =$	140	120	96	81	71	64

309.

Der Totalwiderstand eines Trains auf einer geraden Bahnstrecke.

Nennt man:

T das in Tonnen ausgedrückte Gewicht aller Wagen, die von der Lokomotive fortgezogen werden, mit Einschluss ihrer Belastung,

---

*) Eine vollständige Uebersicht der Gewichte der heutzutage auf deutschen Bahnen üblichen Lokomotiven gewähren die oben (Nr. 306) erwähnten „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven". Wenn man dabei die Tenderlokomotiven ausschliesst, also nur solche Lokomotiven berücksichtigt, denen ein besonderer Tender angehängt ist, wenn man ferner alle Lokomotiven mit nur einer Triebaxe als Schnellzuglokomotiven rechnet auch wo sie als Personenzuglokomotiven bezeichnet sind (die betreffende Bezeichnung ist nicht überall gleich), sowie alle Lokomotiven mit 2 gekuppelten Triebaxen als Personenzugmaschinen rechnet, sofern sie nicht ausdrücklich als lediglich zu Güterzügen oder zu Güter- und gemischten Zügen bestimmt bezeichnet sind, so ergibt sich das durchschnittliche Gewicht im betriebsfähigen Zustande

a) von 35 verschiedenen Schnellzuglokomotiven . . . L = 27·2 Tonnen,
b) „ 66 Lokomotiven für Personen- und gemischte Züge . . . . L = 31·5 „
c) „ 45 Lokomotiven mit 2 gekuppelten Axen für gemischte und Güterzüge . . . . L = 32·4 „
d) „ 40 Lokomotiven mit 3 gekuppelten Axen für Lastzüge . . . . L = 34·9 „
e) „ 2 Lokomotiven mit 4 gekuppelten Axen für Lastzüge . . . . L = 45·8 „

G.

L das in Tonnen ausgedrückte Gewicht der Lokomotive mit Wasserfüllung,

V die Fahrgeschwindigkeit in Metern und in einer Sekunde,

α den Winkel der stärksten auf der Bahn vorkommenden Steigungen,

F die Stirnfläche der Lokomotive in Quadratmetern (gewöhnlich gleich 7 bis 8 Quadratmeter),

f die Stirnfläche jedes Bahnwagens in Quadratmetern (gewöhnlich gleich 4 Quadratmeter),

i die Anzahl der von der Lokomotive fortzuschaffenden Wagen,

W den in Kilg. ausgedrückten Totalwiderstand des Trains auf einer geraden Bahnstrecke,

so hat man zur Berechnung von W folgenden Ausdruck*):

$$W = \frac{(3{\cdot}11 + 0{\cdot}077\ V + 1162 \sin\alpha)\,T + 0{\cdot}0704\left(F + \frac{1}{4}\ i\ f\right)V^2}{1 - (7{\cdot}25 + 0{\cdot}577\ V + 1162 \sin\alpha)\,\frac{L}{W}}$$

Der Werth von $\frac{L}{W}$ wird durch die Regel Nr. 308 bestimmt.

---

*) Dieser Ausdruck für den Totalwiderstand ist aus älteren Versuchen namentlich nach Angaben von Pambour, Gooch und Harding abgeleitet. Im Lauf der Zeit sind umfassendere Beobachtungen in dieser Beziehung angestellt und mehrere der in der Formel zum Ausdruck gebrachten Reibungswiderstände durch verbesserte Einrichtungen auf einen kleineren Betrag reducirt worden. Unter Berücksichtigung neuerer Erfahrungen und namentlich auf Grund von Versuchen, welche in den Jahren 1857—66 auf der Orléans-Bahn angestellt wurden, habe ich für den Zugwiderstand $= W_1$ Kilgr. mit Ausschluss zunächst der Reibungswiderstände, welche durch die beiden Dampfmaschinen und zugehörigen Bewegungsmechanismen der Lokomotive verursacht werden, den folgenden Ausdruck gefunden:

$$W_1 = 0{\cdot}8\ V^2 + (2 + 0{\cdot}5\ V + 1000\ \alpha)\ L + (1{\cdot}4 + 0{\cdot}014\ V^2 + 1000\ \alpha)\ T$$

Danach kann gesetzt werden:

$$W = 3\ L + 1{\cdot}15\ W_1$$

Am wenigsten zuverlässig ist in diesen Formeln das Glied 0·5 V L, wodurch der Bahnwiderstand der Lokomotive ausgedrückt ist, welcher vorzugsweise von den störenden Bewegungen derselben abhängt und mit der Bauart der Lokomotive vermuthlich in ziemlich hohem Grade verschieden ist. In Ermangelung anderer Anhaltspunkte musste dieser Widerstand ebenso, wie es in der Formel Redtenbacher's geschehen ist, nach Angaben von Gooch geschätzt werden. Auch ergaben die Versuche auf der Orléans-Bahn, dass der Coeffizient des Gliedes mit T in der Formel für W_1 etwas mit der Länge des Zuges wächst und bei leeren Wagen etwas grösser ist, als bei geladenen; diese Umstände kommen jedoch um so weniger in Betracht, je kleiner V und je grösser α ist.



310.

Verhältniss zwischen dem Gewicht einer Lokomotive und dem Druck aller Triebräder gegen die Bahn.

Nennt man:

L das in Tonnen ausgedrückte Gewicht der Lokomotive mit Wasserfüllung,

---

Nach obiger Formel sind die folgenden Tabellen berechnet worden, aus welchen sich für verschiedene Fälle die Werthe von W_1 entnehmen lassen, welche der Forderung entsprechen, dass eine Lokomotive von L Tonnen Gewicht einen Zug von T Tonnen Gewicht (incl. Tender) auf einer Steigung $= \alpha$ mit der Geschwindigkeit V Meter pro Sekunde hinaufziehen soll.

Werthe von W_1 für $\alpha = \frac{1}{200}$.

	L = 27			L = 30			L = 33		L = 36	
	T = 50	T = 75	T = 100	T = 125	T = 150	T = 200	T = 250	T = 300	T = 350	T = 400
V = 18	1238	1511	—	—	—	—	—	—	—	—
V = 16	1109	1359	1608	1903	—	—	—	—	—	—
V = 14	—	1221	1449	1720	1948	2406	—	—	—	—
V = 12	—	—	1308	1557	1768	2188	2648	—	—	—
V = 10	—	—	—	—	—	2000	2426	2816	3242	—
V = 8	—	—	—	—	—	—	2238	2603	3001	3366

Werthe von W_1 für $\alpha = \frac{1}{100}$.

	L = 30			L = 33			L = 36	
	T = 50	T = 75	T = 100	T = 125	T = 150	T = 200	T = 250	T = 300
V = 14	1434	1788	—	—	—	—	—	—
V = 12	1326	1661	1997	2386	—	—	—	—
V = 10	—	1550	1870	2241	2561	—	—	—
V = 8	—	—	—	2116	2424	3038	3701	—
V = 6	—	—	—	—	2309	2905	3545	4140

Werthe von W_1 für $\alpha = \frac{1}{50}$.

	L = 33		L = 36		L = 40	
	T = 50	T = 75	T = 100	T = 125	T = 150	T = 200
V = 10	2111	2681	—	—	—	—
V = 8	2024	2581	3217	3774	—	—
V = 6	—	—	3119	3667	4314	5410
V = 4	—	—	—	—	4216	5298

G.

L_1 den in Tonnen ausgedrückten Druck aller Triebräder gegen die Bahn,
V die in Metern ausgedrückte Fahrgeschwindigkeit in einer Sekunde,
f den Reibungs-Coeffizienten der Räder auf den Schienen,
so ist:

$$\frac{L_1}{L} = \frac{1}{900\,f}\ \frac{590 + 22\,V}{V}$$

Die Werthe von f sind:

bei trockener Witterung, die Schienen leicht bestaubt $f = \frac{1}{3}$

bei gewöhnlicher Witterung . . . . $f = \frac{1}{6}$

bei Schnee und Regenwetter . . . . $f = \frac{1}{10}$

Der Berechnung einer zu konstruirenden Lokomotive darf man den Werth $f = 1/6$ zu Grunde legen, und dann findet man aus obigem Ausdruck:

für V =	13·4	11·1	8·7	6·7	4·6 Meter
$\frac{L_1}{L}$ =	0·44	0·5	0·6	0·73	1·0 „

Bei den gegenwärtig in Gebrauch befindlichen Lokomotiven sind die Werthe von $\frac{L_1}{L}$:

a) Personenlokomotive von *Stephenson* mit 2 mittleren Triebrädern . . . . $\frac{L_1}{L} = 0·44$

b) Personenlokomotive von *Crampton* . . . . . . $\frac{L_1}{L} = 0·50$

c) Güterlokomotive nach *Norris* mit vier gekuppelten Triebrädern, eine Axe hinter der Feuerbüchse, die andere vor derselben . . . . . $\frac{L_1}{L} = 0·60$

d) Güterlokomotive mit vier gekuppelten Triebrädern, die Triebaxen zwischen der Feuerbüchse und der Rauchkammer . . . . . . $\frac{L_1}{L} = 0·73$

e) Güterlokomotive, sämmtliche Räder gekuppelt $\frac{L_1}{L} = 1$

Hieraus sieht man, dass das System der Triebräder durch die Fahrgeschwindigkeit bestimmt wird *).

---

*) Bei den in der Anmerkung zu Nr. 308 erwähnten 5 Gruppen neuerer Lokomotiven ist im Mittel

für die Gruppe	a	b	c	d	e	
$L_1 =$	12·4	21·0	24·5	34·9	45·8	Tonnen
$\frac{L_1}{L} =$	0·456	0·667	0·756	1	1	

Der Druck aller Triebräder gegen die Bahn, welcher bei dem Reibungscoefficienten f das Gleiten der Räder verhindert, kann auch berechnet werden nach der Formel:

$$L_1 = \frac{\pi}{4f}\left(\sqrt{2} + \frac{r}{l_1}\right)\frac{W_1}{1000} \text{ Tonnen.}$$

Darin hat W_1 die in der Anmerkung zu Nr. 309 angegebene Bedeutung;
r ist die Länge des Kurbelarms = der halben Länge des Kolbenschubes,
l_1 die Länge der Kurbelstange.

Die Mittelwerthe von 2 r und l_1 von sämmtlichen Nummern der „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven" sind:

$$2\,r = 585 \text{ Millim}, \quad l_1 = 1816 \text{ Millim.}$$

Daraus folgt im Mittel $\frac{r}{l_1} = 0{\cdot}161$

$$L_1 = \frac{1{\cdot}237}{f}\,\frac{W_1}{1000} = 0{\cdot}008\ W_1 \text{ für } f = 0{\cdot}155.$$

Die folgenden Tabellen enthalten die Werthe von

$$\frac{L_1}{L} = 0{\cdot}008\,\frac{W_1}{L}$$

entsprechend den Fällen, für welche die Werthe von W_1 in den Tabellen der Anmerkung zu Nr. 309 enthalten sind.

Werthe von $\frac{L_1}{L}$ für $\alpha = \frac{1}{200}$.

	L = 27			L = 30			L = 33		L = 36	
	T = 50	T = 75	T = 100	T = 125	T = 150	T = 200	T = 250	T = 300	T = 350	T = 400
V = 18	0·37	0·45	—	—	—	—	—	—	—	—
V = 16	0·33	0·40	0·48	0·51	—	—	—	—	—	—
V = 14	—	0·36	0·43	0·46	0·52	0·64	—	—	—	—
V = 12	—	—	0·39	0·42	0·47	0·58	0·64	—	—	—
V = 10	—	—	—	—	—	0·53	0·59	0·68	0·72	—
V = 8	—	—	—	—	—	—	0·54	0·63	0·67	0·75

311.

Durchmesser der Triebräder.

Nennt man:
V die Geschwindigkeit in Metern und in der Sekunde,
D den Durchmesser eines Triebrades in Metern,
so ist im Durchschnitt:

$$D = 0{\cdot}14\ V\ ^{*}).$$

Werthe von $\frac{L_1}{L}$ für $\alpha = \frac{1}{100}$.

	L = 30			L = 33			L = 36	
	T = 50	T = 75	T = 100	T = 125	T = 150	T = 200	T = 250	T = 300
V = 14	0·38	0·48	—	—	—	—	—	—
V = 12	0·35	0·44	0·53	0·58	—	—	—	—
V = 10	—	0·41	0·50	0·54	0·62	—	—	—
V = 8	—	—	—	0·51	0·59	0·74	0·82	—
V = 6	—	—	—	—	0·56	0·70	0·79	0·92

Werthe von $\frac{L_1}{L}$ für $\alpha = \frac{1}{50}$.

	L = 33		L = 36		L = 40	
	T = 50	T = 75	T = 100	T = 125	T = 150	T = 200
V = 10	0·51	0·65	—	—	—	—
V = 8	0·49	0·63	0·71	0·84	—	—
V = 6	—	—	0·69	0·81	0·86	1·08
V = 4	—	—	—	—	0·84	1·06

Durch die gefundenen Werthe von $\frac{L_1}{L}$ ist das System hinsichtlich der zu kuppelnden Axen und der Gewichtsvertheilung auf dieselben mit Rücksicht darauf bedingt, dass der Druck der beiden Hinterräder zusammen wenigstens $= \frac{1}{5}$ L, der Vorderräder bei Güterzuglokomotiven wenigstens $= \frac{1}{5}$ L, bei Personenzuglokomotiven wenigstens $= \frac{1}{4}$ L sein soll; auch soll die Belastung der gekuppelten Axen möglichst gleich gross sein. Ergibt sich $\frac{L_1}{L} > 1$, so lässt sich der Forderung des Nichtgleitens mit den angenommenen Werthen der betreffenden Grössen nicht entsprechen; es muss dann, wenn α, V und f unbedingt gegeben sind, entweder L vergrössert oder T verkleinert werden. G.

*) Nach den „technischen Vereinbarungen" wird es empfohlen:

312.

Anzahl der Triebräder.

Es sei:
L_1 der Druck aller Triebräder gegen die Bahn,
$\mathfrak{P}$ der höchstens zulässige Druck eines einzelnen Rades,
i die Anzahl der Triebräder der Lokomotive,
so ist:

$$i > \frac{L_1}{\mathfrak{P}}$$

d. h. es ist i der nächst grösseren geraden Zahl gleich zu nehmen.

313.

Druck eines Rades gegen die Bahn.

Nennt man:
D den Durchmesser eines Rades in Metern,
$\mathfrak{P}$ den Druck in Tonnen, welchen das Rad gegen die Bahn ausüben darf, damit weder die Bahn, noch der Radkranz zu stark angegriffen wird, so hat man:

$$\mathfrak{P} = 5\sqrt{D}\ ^{*)}$$

---

für Züge bis V = 8 Mtr. zu nehmen: $D > 1{\cdot}1$ Mtr.
„ „ von V = 8—12 Mtr. zu nehmen: $D > 1{\cdot}4$ „
„ „ „ V > 12 Mtr. zu nehmen: $D > 1{\cdot}5$ „

Diesen Angaben würde ungefähr die Regel entsprechen:

$$D > 0{\cdot}5 + 0{\cdot}08\ V$$

unter V die normale Geschwindigkeit der Züge verstanden, für welche die Lokomotive bestimmt ist. G.

*) Durch die Rücksicht auf den Druck $\mathfrak{P}$ ist vorzugsweise der kleinste Durchmesser bedingt, welchen die Triebräder langsam gehender Güterzugs- oder Gebirgslokomotiven erhalten sollten. Bei den in den „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven" angeführten Güterzugslokomotiven ist im Mittel $D = 1{\cdot}333$ Meter und

$$\mathfrak{P} = 5{\cdot}98 \text{ Tonnen} = 5{\cdot}18\sqrt{D}; \quad D = 0{\cdot}0373\ \mathfrak{P}^2$$

Hiernach kann die Regel aufgestellt werden:

$$D > 0{\cdot}035\ \mathfrak{P}^2$$

und überhaupt der Durchmesser der Triebräder einer Lokomotive entweder nach dieser oder nach der Regel:

$$D > 0{\cdot}5 + 0{\cdot}08\ V \quad \text{(Nr. 311, Anmerkung)}$$

bestimmt werden, jenachdem die eine oder die andere den grösseren Werth von

314.

Durchmesser und Anzahl der Laufräder.

Für Laufräder gelten folgende Regeln:

Durchmesser eines Laufrades ungefähr 1 Meter,

Druck eines Laufrades gegen die Bahn höchstens 5 Tonnen,

Anzahl der Laufräder wenigstens $= \frac{L - L_1}{5}$,

wobei L das Gewicht der Lokomotive in Tonnen, L_1 die Summe der Pressungen aller Triebräder gegen die Bahn in Tonnen bedeutet.

Anzahl der Speichen eines Rades:

$$\mathfrak{N} = 18 \sqrt{D - 0{\cdot}8}$$

315.

Bauart der Lokomotive.

Hinsichtlich der Bauart sind folgende Anordnungen zu empfehlen:

A) Für Personen- und Schnellzüge.

I. Die Lokomotive von *Crampton* ohne Blindaxe, jedoch mit folgenden Abänderungen: 1) Statt der gegen den Rahmenbau unveränderlich gelagerten Laufwerke, ein um einen vertikalen Zapfen drehbarer vierräderiger Laufwagen. 2) Eine richtige, d. h. eine solche Lagerung der Dampfcylinder, dass die mittlere Position der Gleitstücke genau in die quer durch den Schwerpunkt gehende Vertikalebene fällt. 3) Eine richtige Balancirung der hin und her gehenden Massen der Kolben, Kolbenstangen und Schubstangen. 4) Ein Kessel von einfacher Form mit möglichst grossem Querschnitt und ohne Dom. 5) Eine richtige Zusammenhängung des Tenders mit der Lokomotive.

II. Die Lokomotive mit Blindaxe, jedoch mit folgenden Abänderungen: 1) Ein um einen Vertikalzapfen drehbarer vierräderiger Laufwagen. 2) Aussen liegende Cylinder; denn wenn eine Blindaxe vorhanden ist, verursacht die äussere Lage der Cylinder weder ein Wanken noch ein Wogen, und hinsichtlich des Nickens ist es gleichgültig, ob die Cylinder innen oder aussen liegen. Die äussere

---

D bedingt. Erstere thut dies im Allgemeinen für Güterzug-, Letztere für Personenzug-Lokomotiven. —

In den „technischen Vereinbarungen" wird empfohlen, $\mathfrak{P} = 6{\cdot}5$ Tonnen als Maximum nicht zu überschreiten. G.

Lage der Cylinder gewährt aber den Vortheil, dass die Blindaxe keine innere, sondern nur äussere Kurbeln erhält und dass sie nicht auf Torsion in Anspruch genommen wird. Die Cylinder können, wenn eine Blindaxe angewendet wird, ohne Nachtheil nach vorn hin neben die Rauchkammer gelegt werden.

III. Die Lokomotive mit Schleifenbewegung, welche weder ein Wanken noch ein Wogen, sondern nur ein schwaches Nicken verursacht.

B) Für leichtere Guterzüge

ist zu empfehlen: Die im Wesentlichen nach dem System von *Norris* erbaute Lokomotive der würtembergischen Eisenbahn, jedoch mit folgenden Abänderungen: 1) Die Cylinder weiter zurücklegen, so dass die mittlere Position der Gleitstücke in die durch den Schwerpunkt gehende vertikale Querebene fällt. 2) Die hinteren Triebräder durch Schubstangen mit den Gleitstücken verbinden. 3) Ein Kessel von einfacher Form mit grossem Querschnitt und ohne Dom. 4) Eine richtige Balancirung der hin und her gehenden Massen.

C) Für schwere Güterzüge

ist zu empfehlen: die Alplokomotive, jedoch mit folgenden Abänderungen: 1) Die hinteren Triebräder vermittelst Schubstangen mit den Gleitstücken verbinden. 2) Die mittlere Triebaxe schwächer als die beiden andern Axen belasten, daher auch die Federn der mittleren Axe weniger starr machen, als die Federn der beiden andern Axen. 3) Jedes Rad mit einer besonderen von den übrigen Federn unabhängigen Feder versehen. 4) Eine richtige Balancirung der Massen.

316.

Conizität der Räder eines vierräderigen Wagens mit parallelen Axen und Geleiserweiterung in Bahnkrümmungen.

Nennen wir:

R den kleinsten Krümmungshalbmesser, welcher auf der zu befahrenden Bahn vorkommt,

tang α die Conizität der Räder eines vierräderigen Wagens, d. h. die Tangente des Winkels, den die Seite des Radkegels mit seiner Axe bildet,

r den Halbmesser des mittleren Laufkreises eines Rades, d. h. den Halbmesser desjenigen Kreises, dessen Punkte mit der Bahn in Berührung kommen, wenn ein Wagen auf einer geraden Strecke in seiner mittleren Stellung auf der Bahn fortläuft,

$2e$ die Spurweite der Bahn in einer geraden Strecke,

$2e + 2\sigma$ die Spurweite der Bahn in der stärksten Bahnkrümmung, welcher der Halbmesser R entspricht,

R_1 den Halbmesser irgend einer von den Bahnkrümmungen, die auf der zu befahrenden Bahn vorkommen,

$2e + 2\sigma_1$ die Spurweite in der Bahnkrümmung, welcher der Halbmesser R_1 entspricht.

Dies vorausgesetzt, hat man zur Bestimmung von tang α und σ_1 folgende Gleichungen:

$$\text{tang}\ \alpha = \frac{r\,e}{R\,\sigma}$$

$$\sigma_1 = \sigma\,\frac{R}{R_1}$$

Die stärkste Geleiserweiterung 2σ darf nicht mehr als 0·03 Meter betragen; es ist daher zu setzen:

$$\sigma = 0{\cdot}015 \text{ Meter}^{*}).$$

317.

Conizität der Räder eines Wagens mit mehr als zwei Axen.

Die Conizitäten der Vorder- und Hinterräder eines Wagens mit mehr als 2 Axen sind nach der vorhergehenden Regel zu bestimmen; zur Bestimmung der Conizität der Räder eines der übrigen Laufwerke hat man folgende Regel zu befolgen.

Nennt man:

2Δ den Abstand der vordersten Axe des Wagens von der hintersten,

δ die Entfernung der Axe eines inneren Laufwerkes von der hinteren Axe des Wagens,

$2e$ die Spurweite der Bahn in einer geraden Strecke,

R den Halbmesser der stärksten auf der Bahn vorkommenden Krümmung,

2σ die Bahnerweiterung in dieser stärksten Krümmung,

r_1 den Halbmesser des mittleren Laufkreises eines Laufwerkes, dessen Conizität bestimmt werden soll,

tang α_1 die Conizität dieses inneren Laufwerkes,

*) Nach den „technischen Vereinbarungen“ soll eine Erweiterung des Geleises erst bei solchen Curven eintreten, deren Krümmungshalbmesser $R < 600$ Mtr. ist; auch bei den stärksten Krümmungen ($R = 180$ Mtr.) soll sie höchstens 0·025 Mtr. betragen. G.

so hat man annähernd:

$$\tang \alpha_1 = \frac{2\,r\,e}{\Delta^2 - (\Delta - \delta)^2 - 2\,R\,\sigma}$$

Fällt der Werth von tang α_1 positiv aus, so ist die Conizität des inneren Laufwerkes jener der äusseren Laufwerke entgegengesetzt. Fällt tang α_1 negativ aus, so sind die Conizitäten aller Laufwerke in dem gleichen Sinne zu nehmen.

318.

Kolbengeschwindigkeit und Länge des Kolbenschubes.

Die Kolbengeschwindigkeit v ist bei allen Lokomotiven nahe eine constante und beträgt:

$$v = 2{\cdot}3 \text{ Meter.}$$

Die Kolbenschublänge l ist ebenfalls bei allen Lokomotiven nahe eine constante und beträgt:

$$l = 0{\cdot}63 \text{ Meter}^{*}).$$

319.

Schubstangen-Länge.

Nennt man:

D den Durchmesser eines Triebrades,

---

*) Bei den heutzutage gebauten Lokomotiven ist im Durchschnitt v grösser und l kleiner. Bedeutet

D den Durchmesser der Triebräder in Metern,

V die Fahrgeschwindigkeit in Metern per 1 Sekunde,

so ist allgemein:

$$v = \frac{2\,l}{\pi\,D}\,V$$

Nun lässt sich aus den „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven" im Durchschnitt entnehmen für

	Schnellzüge,	Personenzüge,	gemischte Züge,	Güterzüge.	
$D =$	1·845	1·655	1·512	1·333	Mtr.
$l =$	0·549	0·571	0·584	0·621	„
also $\frac{l}{D} =$	0·298	0·345	0·386	0·466	
$\frac{D}{l} =$	3·36	2·90	2·59	2·15	
$\frac{v}{V} =$	0·190	0·220	0·246	0·297	
z. B. $v =$	3·1	3·0	2·8	2·4	Mtr.
für $V =$	16·3	13·6	11·4	8·1	„

G.

2e die Horizontaldistanz der Cylindermittel,
l_1 die Länge der Schubstange,
so hat man die Regel, dass die Länge einer Schubstange nie kleiner als:

$$l_1 = (1{\cdot}9 + 0{\cdot}41\ D)\ e\ \text{Meter}$$

und jederzeit so lang gemacht werden soll, als es die Bauart der Lokomotive erlaubt.

320.

Spannung des Dampfes in den Cylindern.

Man darf als Regel aufstellen, dass die Spannung des Dampfes in den Cylindern hinter den Kolben, wenn die Lokomotive ihre stärkeren Leistungen hervorbringt, 5 Atmosphären betragen soll *).

321.

Querschnitt der Dampfcylinder.

Nennt man:
O den Querschnitt eines Dampfcylinders in Quadratmetern,
p den Druck des Dampfes in Kilogrammen auf 1 Quadratmeter hinter dem Kolben,
r den vor dem Kolben herrschenden mittleren Gegendruck in Kilg. auf 1 Quadratmeter (in der Regel darf man r = 12500 Kilg. setzen),
v die Kolbengeschwindigkeit in Metern,
V die Fahrgeschwindigkeit in Metern,
l die Länge des Kolbenschubes in Metern,
l_1 den Weg, den bei expandirenden Maschinen der Kolben zurücklegt, bis die Absperrung eintritt,
m in der Regel gleich 0·05 den Coeffizienten für den schädlichen Raum,

$\alpha = 0{\cdot}1427$, $\beta = 0{\cdot}0000473$, $\frac{\alpha}{\beta} = 3017$ } Zahlen, durch welche das Gewicht von 1 Kilg. Dampf vermittelst des Ausdruckes $\alpha + \beta\, p$ berechnet werden kann,

---

*) Die Dampfspannung hat man im Lauf der Zeit mit Vortheil gesteigert. Nach den Angaben der „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven“ beträgt der zulässige Dampfdruck im Kessel durchschnittlich 8·5 Atmosphären, und es kann somit nach heutiger Uebung bei der Bestimmung des nöthigen Querschnitts der Dampfcylinder mit Rücksicht auf den grössten Widerstand, welcher von der Lokomotive dauernd soll überwunden werden können, auf einen Dampfdruck von 7 bis 8 Atm. im Cylinder gerechnet werden. G.

W den totalen Widerstand des Trains in Kilg., der durch die Kraft 2 O (p — r) überwunden werden muss,

so ist:

A) für nicht expandirende Maschinen:

$$O = \frac{V\ W}{2\ v\ (p - r)}$$

B) für expandirende Maschinen:

$$O = \frac{V\ W}{2\, v \left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p \right) k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r \right) \right]}$$

wobei zur Abkürzung gesetzt ist:

$$k = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m \right) \text{lognat} \frac{l + m\ l}{l_1 + m\ l}$$

Gewöhnlich ist m = 0·05 und dann gibt diese Formel:

für $\frac{l_1}{l}$ =	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$
k =	0·968	0·856	0·720	0·626	0·559

322.

Kessel-Verhältnisse.

Nennt man:

O den Querschnitt eines Dampfcylinders in Quadratmetern,

v = 2·3 Meter die Kolbengeschwindigkeit,

l die Länge des Kolbenschubes,

l_1 den Weg, den der Kolben bei expandirenden Maschinen zurücklegt, bis die Absperrung eintritt,

p Kilogr. den Druck des Dampfes in den Cylindern hinter dem Kolben auf 1 Quadratmeter,

$\alpha + \beta$ p das Gewicht von 1 Kilg. Dampf,

m den Coeffizienten für den schädlichen Raum,

F die totale Heizfläche des Kessels,

$\mathfrak{p}$ das Güteverhältniss des Kessels, d.h. das Verhältniss zwischen der Wärmemenge, die in den Kessel eindringt, und der Wärmemenge des Brennstoffs,

so ist:

$$F = (22 + 145\ \mathfrak{p})\ 2\ v\ O \left(\frac{l_1}{l} + m \right) (\alpha + \beta\ p)$$

Für nicht expandirende Maschinen darf man in der Regel setzen:

$$\mathfrak{p} = 0{\cdot}41 \quad v = 2{\cdot}3 \quad \frac{l_1}{l} = 0{\cdot}88 \quad m = 0{\cdot}05$$

$$p = 5 \times 10330 \quad \alpha + \beta\, p = 2{\cdot}586$$

und dann wird:

$$\frac{F}{O} = 900$$

Für expandirende Maschinen darf man setzen:

$$\mathfrak{p} = 0{\cdot}41 \quad v = 2{\cdot}3 \quad \frac{l_1}{l} = 0{\cdot}5 \quad m = 0{\cdot}05$$

$$p = 6 \times 10330 \quad \alpha + \beta\, p = 3{\cdot}074$$

und dann wird:

$$\frac{F}{O} = 633 \text{*)}$$

*) Bezeichnet d den Kolbendurchmesser, so lassen sich aus den „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven" folgende Mittelwerthe entnehmen.

1) Lokomotiven für Schnell-, Personen- und gemischte Züge:

$$d = 0{\cdot}395 \text{ Mtr., also } O = \frac{\pi d^2}{4} = 0{\cdot}1225 \text{ Quadratm.}$$

$$F = 85{\cdot}71 \text{ Quadratm., also } \frac{F}{O} = 700$$

2) Güterzuglokomotiven:

$$d = 0{\cdot}432 \text{ Met., also } O = \frac{\pi d^2}{4} = 0{\cdot}1466 \text{ Quadratm.}$$

$$F = 108{\cdot}08 \text{ Quadratm., also } \frac{F}{O} = 737.$$

Bezeichnet man mit:

w_1 die Wärmemenge, welche pro Sekunde und pro 1 Quadratm. von F in den Kessel eindringt,

v die mittlere Kolbengeschwindigkeit,

γ das spezifische Gewicht des Dampfs hinter dem Kolben zu Ende der Einströmung,

Q die Wärmemenge zur Bildung von 1 Kilg. Dampf,

und nimmt man an, dass, wenn die Lokomotive dauernd ihren grösstmöglichen Widerstand zu überwinden hat, die Einströmung des Dampfs während 0 85 des Kolbenweges stattfindet (etwas zu gross veranschlagt zur Berücksichtigung des Dampfverlustes), so ist:

$$w_1 = \frac{2 \,.\, 0{\cdot}85 \,.\, O\, v\, \gamma\, Q}{F} = 10{\cdot}68$$

Zur Bestimmung der Heizfläche F_1 der Feuerbüchse, der Rostfläche R und der Summe Ω der Querschnitte aller Röhren gelten folgende Regeln:

Verhältniss $\frac{F_1}{F}$ zwischen der Heizfläche der Feuerbüchse und der totalen Heizfläche des Kessels:

$$\frac{F_1}{F} = 0{\cdot}074 = \frac{1}{13{\cdot}5}$$

Verhältniss $\frac{R}{F}$ zwischen der Rostfläche und der totalen Heizfläche des Kessels:

---

wenn gesetzt wird:

$$\frac{F}{O} = 720,\ v = 2 \text{ Met},$$

$\gamma = 3{\cdot}771$ entsprechend gesättigtem, trockenem Dampf von 7 Atm. Druck,
$Q = 600$ entsprechend einer Temperatur des Speisewassers von ungefähr 50°.
Bezeichnet allgemein wie in Nr. 248, Anmerkung:
$\mathfrak{p}$ das Güteverhältniss des Kessels (den Wirkungsgrad der Heizfläche),
T_2 die Temperatur, mit welcher die Heizgase in die Esse abziehen,
so kann gesetzt werden:

a) bei Lokomotiven mit Coaksfeuerung:

$$T_2 = 1560\,(1 - \mathfrak{p}); \quad w_1 = \frac{10{\cdot}4\,\mathfrak{p}}{\ln \frac{1080}{T_2 - 170}}$$

z. B.			
$\mathfrak{p} =$	0·5	0·6	0·7
$T_2 =$	780°	624°	468°
$w_1 =$	9·11	7·20	5·67

b) bei Lokomotiven mit Steinkohlenfeuerung:

$$T_2 = 1500\,(1 - \mathfrak{p}); \quad w_1 = \frac{10\,\mathfrak{p}}{\ln \frac{1030}{T_2 - 170}}$$

z. B.			
$\mathfrak{p} =$	0·5	0·6	0·7
$T_2 =$	750°	600°	450°
$w_1 =$	8·71	6·87	5·37

Selbst für $\mathfrak{p} = 0{\cdot}5$ ist $w_1 < 10{\cdot}68$. Die beschränkte Grösse der Heizfläche einer Lokomotive hat also zur Folge, dass man bei ihrer grössten Anstrengung die Heizgase mit einer Temperatur $T_2 > 800°$ in die Rauchkammer entweichen lassen und mit einem Güteverhältniss des Kessels $\mathfrak{p} < 0{\cdot}5$ sich begnügen muss. Das resultirende Güteverhältniss $\eta = \mathfrak{p}\,\mathfrak{q}$ in Betreff der Verwerthung des Heizeffekts des Brennstoffs ist dann bei Coaksfeuerung $< 0{\cdot}45$, bei Steinkohlenfeuerung $< 0{\cdot}40$, indem das Güteverhältniss $\mathfrak{q}$ der Feuerung (der Wirkungsgrad des Herdes) dort $= 0{\cdot}9$, hier $= 0{\cdot}8$ gesetzt werden kann. Bei mässiger Anstrengung der Lokomotive kann $\mathfrak{p}$ bis 0·6 oder 0·7 wachsen. G.

$$\frac{R}{F} = 0{\cdot}0125 = \frac{1}{80}\ ^{*)}$$

Verhältniss $\frac{\Omega}{F}$ zwischen der Summe der Querschnitte aller Röhren und der totalen Heizfläche des Kessels:

$$\frac{\Omega}{F} = 0{\cdot}0027 = \frac{1}{370}$$

Für den Kessel gelten folgende Verhältnisse:

Verhältniss zwischen dem Querschnitt der Regulatoröffnung und der totalen Heizfläche:

$$\frac{1}{7000} = 0{\cdot}000143$$

Verhältniss zwischen dem Querschnitt eines Dampfkanales und der totalen Heizfläche:

$$\frac{1}{7570} = 0{\cdot}000132$$

Verhältniss zwischen dem Querschnitt der Blasrohrmündung und der totalen Heizfläche für den grössten Querschnitt der Mündung:

$$\frac{1}{7800} = 0{\cdot}000128$$

---

*) Aus den „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven" lassen sich folgende Mittelwerthe für alle dort aufgeführten Lokomotiven mit Ausschluss der zum Rangiren bestimmten entnehmen:

$$F = 96{\cdot}10;\quad F_1 = 6{\cdot}86;\quad R = 1{\cdot}28 \text{ Quadratm.}$$

Hiernach ist im Durchschnitt:

$$\frac{F_1}{F} = 0{\cdot}0714 = \frac{1}{14{\cdot}0}$$

$$\frac{R}{F} = 0{\cdot}0133 = \frac{1}{75{\cdot}1}$$

Dabei ist nicht angegeben, welche jener Lokomotiven mit Coaks, welche etwa mit Steinkohlen geheizt werden sollen. Es empfiehlt sich aber zu nehmen:

für Coaksfeuerung $R = \frac{1}{90} F$ bis $\frac{1}{80} F$

für Steinkohlenfeuerung $R = \frac{1}{70.} F$ bis $\frac{1}{60} F.$

G.

323.

Position der Axen.

Nennt man:

$\mathfrak{P}_1$, $\mathfrak{P}_2$ ... die in Tonnen ausgedrückten Pressungen aller hinter dem Schwerpunkt des Baues befindlichen Laufwerke gegen die Bahn,

p_1, p_2 ... die Horizontalabstände des Schwerpunktes von den Axen dieser Laufwerke,

$\mathfrak{Q}_1$, $\mathfrak{Q}_2$ ... die in Tonnen ausgedrückten Pressungen aller vor dem Schwerpunkt befindlichen Laufwerke gegen die Bahn,

q_1, q_2 ... die Horizontalabstände des Schwerpunktes von den Axen dieser Laufwerke,

L das in Tonnen ausgedrückte Totalgewicht der Lokomotive sammt Wasserfüllung,

so hat man zur Bestimmung der Position der Axen folgende Gleichungen:

$$\mathfrak{P}_1\, p_1 + \mathfrak{P}_2\, p_2 + \ldots = \mathfrak{Q}_1\, q_1 + \mathfrak{Q}_2\, q_2 + \ldots$$

$$\mathfrak{P}_1 + \mathfrak{P}_2 + \ldots + \mathfrak{Q}_1 + \mathfrak{Q}_2 + \ldots = L$$

Beispiele über die Anwendung dieser Regeln findet man Seite 296 meiner „Gesetze des Lokomotivbaues."

324.

Zusammenhängung von Wagen, deren Radstände nicht gleich gross sind.

Nennt man:

2Δ und $2\Delta_1$ die Radstände der zusammenzuhängenden Wagen,

x und x_1 die Entfernungen des richtigen Zusammenhängungspunktes von den Mittelpunkten der Wagen,

$\delta = x + x_1$ die Entfernung der Mittelpunkte der Wagen, wenn dieselben auf einer geraden Bahnstrecke stehen,

so ist:

$$x = \frac{\delta}{2} - \frac{\Delta_1^2 - \Delta^2}{2\delta}$$

$$x_1 = \frac{\delta}{2} + \frac{\Delta_1^2 - \Delta^2}{2\delta}$$

Diese Regeln sollen insbesondere berücksichtiget werden, um die richtige Zusammenhängung des Tenders mit der Lokomotive zu treffen.

325.

Die Federn.

Die Schienen eines Federwerkes sollen im belasteten Zustand desselben vollständig übereinstimmende Krümmungen annehmen, so zwar, dass jede Schiene von den benachbarten der ganzen Ausdehnung nach berührt wird. Auch sollen alle Schienen in der Mitte gleich stark in Anspruch genommen sein. Federwerke, welchen diese Eigenschaften zukommen, erhält man, wenn man sich an folgende Regeln hält.

Es sei:

$2\,l$ die ganze Länge des Federwerkes oder die ganze Länge der längsten Schiene in Centimetern,

$2\,P$ die Belastung des Federwerkes in Kilg.,

δ die Metalldicke jeder Schiene des Federwerkes, die nothwendig für alle Schienen gleich gross sein mus, wenn das Federwerk die oben erwähnten Eigenschaften besitzen soll, in Centimetern,

n die Anzahl der Schienen des Federwerkes,

ε der Modulus der Elastizität des Stahles, aus welchem die Schienen gefertigt werden,

J die auf einen Quadratcentimeter bezogene grösste Spannung, welche in jeder Schiene in der Mitte eintreten darf, wenn das Federwerk mit $2\,P$ belastet ist,

b die Breite jeder Schiene in Centimetern,

γ eine Zahl, die gleich oder grösser als Eins und selbst unendlich gross genommen werden darf,

$2\,l_k$ die Länge der k^{ten} Schiene des Federwerkes von der längsten nach der kürzesten hin gezählt, so dass für die längste Schiene $k = 1$, für die kürzeste $k = n$ ist,

R der Halbmesser, nach welchem im unbelasteten Zustand des Federwerkes die längste Schiene gekrümmt ist, also $R + (k - 1)\,\delta$ dieser Halbmesser für die k^{te} Schiene, sofern angenommen wird, dass auch im unbelasteten Zustand alle Schienen so aufeinander passen, dass jede von den benachbarten der ganzen Ausdehnung nach berührt wird,

f_1 der Abstand des Mittelpunktes der längsten Schiene von der geraden Linie, welche die Endpunkte dieser Schiene verbindet, im unbelasteten Zustand des Federwerkes,

f die Senkung des Federwerkes durch die Belastung oder die durch die Belastung $2\,P$ entstehende Aenderung von f_1.

Alle Längen seien in Centimetern, die Kräfte in Kilogrammen ausgedrückt.

Dies vorausgesetzt, erhält man Federwerke, welche die oben verlangten Eigenschaften besitzen, wenn man folgenden Gleichungen genügt:

$$f = \frac{J\,l^2}{\varepsilon\,\delta}\left(1 - \frac{1}{3\gamma}\right)$$

$$P\,l = \frac{n\,J\,b\,\delta^2}{6}$$

$$l_k = l\,\frac{1 - \frac{k-1}{n}}{1 - \frac{k-1}{n}\,\frac{1}{\gamma}}$$

$$R = \frac{l^2}{2\,f_1}$$

Die verschiedenen Federwerke, welche man erhält, wenn man für die innerhalb 1 und unendlich willkürliche Grösse γ alle erlaubten Werthe setzt, lassen sich in 3 Klassen eintheilen. Diese sind:

I. Rechteckfedern.

Diese ergeben sich, wenn man $\gamma = 1$ setzt. In diesem Falle wird nämlich $l_k = l$, werden also alle Schienen gleich lang. Für ein solches Federwerk geben die obigen Gleichungen:

$$\delta = \frac{2}{3}\,\frac{J\,l^2}{\varepsilon\,f} \qquad \varepsilon = 2000000$$

$$J = 4400$$

$$n = \frac{6\,P\,l}{J\,b\,\delta^2} \qquad f = 3 \text{ bis } 5 \text{ Centimet.}$$

$$f_1 = 6 \text{ „ } 10 \text{ „}$$

$$R = \frac{l^2}{2\,f_1} \qquad b = 8 \text{ „ } 10 \text{ „}$$

II. Trapezfedern.

Diese ergeben sich, wenn man $\gamma = \infty$ setzt. In diesem Falle werden die Längenunterschiede je zweier unmittelbar auf einander folgenden Schienen gleich gross, die Grundform des Federwerkes bildet daher, wenn die Schienen im ungebogenen Zustand auf einander geschichtet werden, ein Trapez.

Die obigen Gleichungen geben, wenn man $\gamma = \infty$ setzt, zur Bestimmung eines solchen Federwerkes folgende Beziehungen:

$$\delta = \frac{J\, l^2}{\varepsilon\, f} \qquad \varepsilon = 2000000$$

$$J = 4400$$

$$n = \frac{6\, P\, l}{J\, b\, \delta^2} \qquad f = 3 \text{ bis } 5 \text{ Centimet.}$$

$$l_k = l\left(1 - \frac{k-1}{n}\right) \qquad f_1 = 6 \text{ „ } 10 \text{ „} \qquad b = 8 \text{ „ } 10 \text{ „}$$

$$R = \frac{l^2}{2 f_1}$$

III. Hyperbelfedern.

Diese ergeben sich, wenn man für γ einen von Eins und von ∞ verschiedenen Werth nimmt, z. B. $\gamma = \frac{3}{2}$ setzt. Wenn man die Schienen eines solchen Federwerkes im ungebogenen Zustand auf einander schichtet, so liegen die Endpunkte der Schienen in zwei congruenten in der Mitte sich durchschneidenden Hyperbeln.

Setzt man $\gamma = \frac{3}{2}$, so findet man:

$$\delta = \frac{7}{9}\,\frac{J\, l^2}{\varepsilon\, f} \qquad \varepsilon = 2000000$$

$$J = 4400$$

$$n = \frac{6\, P\, l}{J\, b\, \delta^2} \qquad f = 3 \text{ bis } 5 \text{ Centimet.}$$

$$l_k = l\,\frac{3n + 3 - 3k}{3n + 2 - 2k} \qquad f_1 = 6 \text{ „ } 10 \text{ „} \qquad b = 8 \text{ „ } 10 \text{ „}$$

$$R = \frac{l^2}{2 f_1}\ ^{*)}$$

326.

Aeussere Axenzapfen für Lauf- und Triebräder.

Die Zapfen der Wagen- und Lokomotiv-Axen erhalten Dimen-

*) Bei Lokomotivfedern pflegt

$$2\, l = 90 - 100 \text{ Centim.}, \quad \delta = 1{\cdot}1 - 1{\cdot}4 \text{ Centim.}$$

zu sein. In Betreff der Wagenfedern empfehlen die „technischen Vereinbarungen“:

$$\delta \overline{\overline{<}}\ 1{\cdot}3 \text{ Centim.}$$

und für Güterwagen $2\, l \overline{\overline{>}}\ 100$ „

für Personenwagen $2\, l \overline{\overline{>}}\ 150$ „ G.

sionen, welche eine genügende Festigkeit und auch gegen das Abnützen und Warmlaufen hinreichenden Schutz gewähren, wenn man dieselben nach folgenden Regeln berechnet:

$$l = \frac{0{\cdot}001\ Q\ (17 + n\ d)}{d}$$

$$Q = \frac{243}{\sqrt{17 + n\,d}}\ d^2$$

wobei:

Q die Belastung des Zapfens in Kilg.,
n die Anzahl der Umdrehungen des Zapfens in einer Sekunde,
d den Durchmesser } des Zapfens in Centimetern
l die Länge }

bedeutet. Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in folgender Tabelle zusammengestellt*).

---

*) Nach den „technischen Vereinbarungen" wird für die *Axschenkel der Eisenbahnwagen*, wenn sie aus bestem Schmiedeisen bestehen,

bei d = 6·7 7·6 8·2 Centimeter Durchm.
eine Belastung Q = 1875 2500 3250 Kilogr.

als Maximum für zulässig erachtet, welche bei Zapfen von Gussstahl um 30 % soll erhöht werden dürfen. Dabei wird als Länge der Axschenkel das $1^3/_4$ bis $2^1/_4$fache des Durchmessers empfohlen. Diesen Regeln entspricht als grösste Spannungsintensität

für Schmiedeisen k = 450 Kilogr. pro Quadratcentimeter,
„ Gussstahl k = 585 „ „ „

wenn man den Druck als gleichförmig auf der Zapfenlänge vertheilt und

$\frac{l}{d}$ = 2·1 2 1·9

für d = 6·7 7·6 8·2

in Rechnung stellt. G.

Axenzapfen von Schmiedeisen.

Durchmesser in Centimetern.	Belastung der Zapfen in Kilogrammen und Länge der Zapfen in Centimetern.						
	Umdrehungen des Zapfens in einer Sekunde.						
	0	1	2	3	4	5	6
2	236 2	223 2·1	212 2·2	203 2·3	194 2·4	187 2·5	180 2·6
3	530 3	489 3·3	456 3·5	429 3·7	406 3·9	387 4·1	370 4·3
4	943 4	848 4·5	778 4·9	722 5·2	677 5·6	639 5·9	607 6·2
5	1473 5	1295 5·7	1169 6·3	1074 6·9	999 7·4	937 7·9	886 8·3
6	2122 6	1824 7·0	1624 7·9	1479 8·6	1366 9·3	1276 10·0	1202 10·6
7	2888 7	2430 8·3	2139 9·5	1932 10·5	1775 11·4	1651 12·3	1550 13·1
8	3772 8	3110 9·7	2707 11·2	2429 12·4	2222 13·6	2060 14·7	1929 15·7
9	4774 9	3860 11·2	3327 12·9	2967 14·5	2704 15·9	2500 17·2	2336 18·4
10	5894 10	4676 12·6	3995 14·8	3544 16·7	3219 18·3	2969 19·9	2769 21·3
11	7131 11	5557 14·1	4708 16·7	4158 18·9	3765 20·9	3465 22·7	3227 24·4
12	8487 12	6498 15·7	5465 18·7	4807 21·2	4340 23·5	3988 25·6	3709 27·5
13	9960 13	7498 17·3	6263 20·7	5488 23·6	4944 26·2	4535 28·6	4213 30·8
14	11552 14	8554 18·9	7100 22·8	6201 26·1	5574 29·1	5106 31·7	4739 34·2
15	13261 15	9665 20·6	7975 25·0	6944 28·7	6231 32·0	5700 35·0	5286 37·7
16	15088 16	10829 22·3	8887 27·2	7716 31·3	6912 35·0	6316 38·3	5852 41·3

327.

Stärke der Axen.

A) Axe eines Laufwerkes für einen Wagen oder für eine Lokomotive mit äusseren Zapfen. Taf. XVI., Fig. 6.

Nennt man:

Q die Belastung des Zapfens in Kilg.,
l_1 den Abstand vom Mittel des Zapfens bis zum Mittel des Rades in Centimetern,
d den Durchmesser, l die Länge } des äusseren Zapfens,
d_1 den Durchmesser der Axe in der Mitte,
d_2 den Durchmesser in der Nähe der Nabe in Centimetern,

so ist:

$$\left.\begin{aligned} d_1 &= d \sqrt[3]{\frac{2 l_1}{l}} \\ d_2 &= 1{\cdot}1\, d_1 \end{aligned}\right\} \text{Centimeter,}$$

wobei d und l aus Nr. 326 zu nehmen sind*).

*) Nach den „technischen Vereinbarungen" wird für *Wagenaxen*, wenn sie aus bestem Schmiedeisen bestehen,

bei d_1 =	10·1	11·4	12·7 Centim. Durchm.
eine Belastung der Axe =	3·75	5	6·5 Tonnen, also
eine Belastung des Zapfens Q =	1875	2500	3250 Kilogr.

als Maximum für zulässig erachtet, welche bei Axen von Gussstahl um 30 % soll erhöht werden dürfen. Diesen Vorschriften in Verbindung mit den über die Axschenkel gegebenen entspricht im Mittel das Verhältniss:

$$\frac{d_1}{d} = 1{\cdot}52$$

Die Spannungsintensität ist im Axschenkel und im mittleren Querschnitt der Axe gleich gross, wenn

$$\frac{2\, l_1}{l} = (1{\cdot}52)^3 = 3{\cdot}5$$

ist, wie es der Vorschrift der „technischen Vereinbarungen" im Durchschnitt entspricht, dass die Entfernung von Mitte zu Mitte der Axschenkel 190 bis 200 Centim. betragen soll.

Für Personenwagen wird empfohlen, stets Axen von mindestens 11·4 Centim. Durchm. anzuwenden. G.

B) Laufaxe oder Triebaxe einer Lokomotive mit äusseren Cylindern und inneren Rahmen. Taf. XVI., Fig. 5.

Nennt man:

Q die Belastung eines Axenhalses in Kilg.,
d den Durchmesser, l die Länge } des Halses in Centimetern,
d_1 den Durchmesser der Axe in der Mitte,
l_1 den Abstand vom Mittel des Halses bis zum Mittel des Rades in Centimetern, so ist:

$$d = d_1 = l = 0{\cdot}32 \sqrt[3]{Q\, l_1} \ ^{*)}$$

C) Triebaxe mit inneren Kurbeln für Maschinen mit innen liegenden Cylindern und mit innerem Rahmen. Taf. XVI., Fig. 7.

Nennt man:

Q die Belastung eines Axenhalses in Kilg.,
P den Druck gegen einen Kurbelzapfen,
l_1 den Abstand vom Mittel eines Rades bis zum Mittel des Axenhalses,
l_2 den Abstand vom Mittel eines Axenhalses bis zum Mittel der nebenan befindlichen Kurbel,
d den Durchmesser eines Kurbelzapfens,
d_2 den Durchmesser der Axe in der Mitte,
r den Kurbelhalbmesser,

so hat man zunächst:

$$d = d_2 = 0{\cdot}32 \sqrt[3]{Q\, l_1} \sqrt[6]{1 + \left(\frac{P\, l_2}{Q\, l_1}\right)^2}$$

Um den Durchmesser d_1 des Axenhalses zu finden, berechne man die Werthe der zwei Ausdrücke:

$$0{\cdot}32 \sqrt[3]{Q\, l_1} \text{ und } 0{\cdot}335 \sqrt[3]{P\, r}$$

und nehme den Durchmesser des Axenhalses gleich dem grösseren dieser zwei Werthe.

---

*) Dieser Regel, sowie auch den Vorschriften unter C) liegt die Voraussetzung einer grössten Spannungsintensität von etwa 310 Kilogr. pro Quadratcentim. an den verschiedenen Stellen einer Lokomotivaxe zu Grunde. Ueber die heutzutage üblichen Dimensionen der grossentheils aus Gussstahl verfertigten Lokomotivaxen bei verschiedenen Rahmensystemen geben die mehrerwähnten „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven" Aufschluss. G.

328.

Balancirungsgewichte, welche das Zucken und Schlingern verhindern. Taf. XXXVII., Fig. 1, 2, 3, 4.

Die störenden Bewegungen, welche durch die hin- und hergehenden Massen verursacht werden, können durch rotirende Massen vollständig aufgehoben werden. Die Gewichte und Positionen dieser Massen werden auf folgende Weise bestimmt.

Es bedeute:

S die Summe der Gewichte eines Kolbens, einer Kolbenstange und einer Schubstange,

r den Halbmesser einer Triebkurbel,

q das Gewicht der Theile, welche eine Triebkurbel bilden (für Maschinen mit äusseren Cylindern und gekuppelten Rädern $= 0$ zu setzen, weil hier die Triebkurbel zugleich Kupplungskurbel und als solche in Rechnung zu stellen ist),

ϱ den Abstand des Schwerpunktes von q vom Mittel der Triebaxe,

S_1 das Gewicht der auf einer Seite der Maschine befindlichen Kupplungsstangen (für eine Maschine mit nicht gekuppelten Rädern $= 0$ zu setzen),

r_1 den Halbmesser einer Kupplungskurbel, welcher $= r$ ist, wenn die Maschine äussere Cylinder und gekuppelte Räder hat,

q_1 die Summe der Gewichte aller an einer Seite der Lokomotive befindlichen Kupplungskurbeln,

ϱ_1 den Abstand des Schwerpunktes einer Kupplungskurbel vom Mittel der betreffenden Axe,

Q die Summe der Gewichte der Balancirungsmassen, mit welchen die an einer Seite der Lokomotive befindlichen Räder versehen werden müssen,

ϱ_2 den Abstand des Schwerpunktes eines Balancirungsgewichts vom Mittel der Axe,

γ den Winkel, durch welchen die Positionen der Balancirungsgewichte auf folgende Weise bestimmt werden. Es sei Tafel XXXVII, Fig. 1, O die Axe, an welcher sich die Triebkurbeln befinden, O b die Triebkurbel der vorderen (aussen oder innen liegenden) Maschine, O c die Triebkurbel der hinteren Maschine. Wir benehmen uns zunächst so, wie wenn der Schwerpunkt der Balancirungsgewichte in den Quadranten x O y fiele, der durch die Verlängerung der Richtungen der Triebkurbeln gebildet wird, und nehmen an, A sei die Position des Schwerpunktes des Balancirungsgewichtes am vorderen Rad, B die Position

des Schwerpunktes des Balancirungsgewichtes am hinteren Rad. Dann ist Winkel $A O x$ = Winkel $B O y = \gamma$.

Ist einmal der Winkel γ (der nach Umständen jeden beliebigen zwischen 0 und 360° liegenden Werth haben kann) bekannt, so findet man die Richtungen der Radien $O A$ und $O B$, in welchen die Schwerpunkte der Balancirungsgewichte liegen sollen, wenn man γ einmal von $O x$ ausgehend nach der rechten Drehungsrichtung und dann von $O y$ ausgehend nach der linken Drehungsrichtung aufträgt. In den Figuren auf Taf. XXXVII. sind mit γ_1 die absolut verstandenen spitzen Winkel bezeichnet, welche die Richtungen $O A$ und $O B$ mit den Richtungen $O x$ resp. $O y$ oder deren Verlängerungen bilden; nur in Fig. 1 ist $\gamma_1 = \gamma$.

Wir nennen ferner noch:

$2e$ die Entfernung der Axen der Cylinder der Maschinen,

$2e_2$ die Entfernung der Mittelpunkte der an einer Axe befindlichen Räder,

$2e_1$ den Abstand der Kupplungsstange an der vordern Seite der Lokomotive von der Kupplungsstange an der hintern Seite der Lokomotive.

Dies vorausgesetzt hat man zur Bestimmung von Q und γ folgende Regeln:

A) Lokomotive mit nur zwei Triebrädern und mit innen oder aussen liegenden Cylindern.

In diesem Falle ist:

$$Q = \frac{S r + q \varrho}{\varrho_2} \sqrt{\frac{1}{2}\left[1 + \left(\frac{e}{e_2}\right)^2\right]}$$

$$\sin \gamma = \frac{S r + q \varrho}{2 Q \varrho_2}\left(1 - \frac{e}{e_2}\right)$$

$$\cos \gamma = \frac{S r + q \varrho}{2 Q \varrho_2}\left(1 + \frac{e}{e_2}\right)$$

Wenn die Cylinder innen liegen, ist $\frac{e}{e_2} < 1$, wird also sowohl $\sin \gamma$, als auch $\cos \gamma$ positiv, kommen also die Balancirungsgewichte so zu liegen, wie Fig. 1 zeigt.

Wenn die Cylinder aussen liegen, ist $\frac{e}{e_2} > 1$, wird also $\sin \gamma$ negativ, $\cos \gamma$ positiv, kommen also die Balancirungsgewichte so zu liegen, wie Fig. 4 zeigt.

B) Lokomotive mit aussen liegenden Cylindern und mit gekuppelten Rädern.

In diesem Falle wird:

$$Q = \frac{S\,r}{\varrho_2}\sqrt{\left\{\begin{array}{l}\frac{1}{2}\left[1+\left(\frac{e}{e_2}\right)^2\right]+\left(1+\frac{e\,e_1}{e_2^2}\right)\frac{S_1\,r+q_1\,\varrho_1}{S\,r}\\ \quad+\frac{1}{2}\left[1+\left(\frac{e_1}{e_2}\right)^2\right]\left(\frac{S_1\,r+q_1\,\varrho_1}{S\,r}\right)^2\end{array}\right\}}$$

$$\sin\gamma = \frac{1}{2\,Q\,\varrho_2}\left[S\,r\left(1-\frac{e}{e_2}\right)+(S_1\,r+q_1\,\varrho_1)\left(1-\frac{e_1}{e_2}\right)\right]$$

$$\cos\gamma = \frac{1}{2\,Q\,\varrho_2}\left[S\,r\left(1+\frac{e}{e_2}\right)+(S_1\,r+q_1\,\varrho_1)\left(1+\frac{e_1}{e_2}\right)\right]$$

In diesem Falle ist $e > e_1 > e_2$, wird also $\sin\gamma$ negativ, $\cos\gamma$ positiv, fällt also γ in den vierten Quadranten und kommen die Gewichte so zu liegen, wie Fig. 4 zeigt.

C) Lokomotive mit innen liegenden Cylindern und mit gekuppelten Rädern.

In diesem Falle hat man:

$$Q = \frac{S\,r+q\,\varrho}{\varrho_2}\sqrt{\left\{\begin{array}{l}\frac{1}{2}\left[1+\left(\frac{e}{e_2}\right)^2\right]\pm\left(1+\frac{e\,e_1}{e_2^2}\right)\frac{S_1\,r_1+q_1\,\varrho_1}{S\,r+q\,\varrho}\\ \quad+\frac{1}{2}\left[1+\left(\frac{e_1}{e_2}\right)^2\right]\left(\frac{S_1\,r_1+q_1\,\varrho_1}{S\,r+q\,\varrho}\right)^2\end{array}\right\}}$$

$$\sin\gamma = \frac{1}{2Q\,\varrho_2}\left[(S\,r+q\,\varrho)\left(1-\frac{e}{e_2}\right)\pm(S_1\,r_1+q_1\,\varrho_1)\left(1-\frac{e_1}{e_2}\right)\right]$$

$$\cos\gamma = \frac{1}{2Q\,\varrho_2}\left[(S\,r+q\,\varrho)\left(1+\frac{e}{e_2}\right)\pm(S_1\,r_1+q_1\,\varrho_1)\left(1+\frac{e_1}{e_2}\right)\right]$$

Von den Doppelzeichen sind die oberen, nämlich + zu nehmen, wenn die äusseren Kupplungskurbeln mit den inneren Triebkurbeln gleich gerichtet sind, und die unteren, nämlich —, wenn die äusseren Kupplungskurbeln den inneren Triebkurbeln diametral gegenüber stehen. Das letztere soll jederzeit der Fall sein, damit die Balancirungsgewichte nicht zu gross ausfallen. Die Fig. 1 bis 4 zeigen die Positionen der Balancirungsgewichte in den verschiedenen möglichen Fällen.

Die rotirenden Balancirungsmassen sind mit dem Uebelstande verbunden, dass sie den Druck der Triebräder gegen die Bahn

periodisch veränderlich machen. Damit dieser Druck im ungünstigsten Fall, nämlich dann, wenn die Balancirungsmasse ihre höchste Lage hat, nicht ganz aufgehoben werde, muss

$$V < \frac{1}{2} D \sqrt{\frac{g P}{Q \varrho_2}}$$

sein. Darin bedeutet:

V die Fahrgeschwindigkeit in Metern pro Sekunde,

D den Durchmesser des Triebrades in Metern,

P den Druck desselben gegen die Bahn im Zustande der Ruhe,

während $g = 9{\cdot}81$ ist und Q, ϱ_2 die obigen Bedeutungen haben.

329.

Metallstärke cylindrischer Dampfkessel.

Nennt man:

D den inneren Durchmesser eines cylindrischen Dampfkessels in Centimetern,

δ die Metalldicke der Kesselwand in Centimetern,

n die Anzahl der Atmosphären, welche der inneren Dampfspannung entspricht,

so hat man zur Bestimmung von δ folgende Formel *):

$$\delta = \frac{1{\cdot}315 + 0{\cdot}495\, n}{363 - n} D$$

*) Hierbei ist Eisenblech als Material vorausgesetzt. Bei Kesseln aus Stahlblech darf die Dicke δ kleiner gemacht werden.

Uebrigens wird nach heutiger Uebung und Erfahrung auch bei Lokomotivkesseln aus gutem Eisenblech eine kleinere Wanddicke für zulässig erachtet. Nach den „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven" ist im Mittel von 209 Fällen für den aus Eisen bestehenden cylindrischen Theil des Kessels:

$$D = 121; \quad \delta = 1{\cdot}37; \quad \frac{\delta}{D} = 0{\cdot}0113 \text{ für } n = 8{\cdot}5$$

nahezu entsprechend der Formel:

$$\frac{\delta}{D} = 0{\cdot}001\,(n - 1) + 0{\cdot}004$$

Für Kessel aus Stahl ist im Mittel von 13 Fällen:

$$D = 127; \quad \delta = 1{\cdot}07; \quad \frac{\delta}{D} = 0{\cdot}0084 \text{ für } n = 9{\cdot}5$$

also δ nur $^2/_3$ so gross wie für Eisen nach obiger Formel und unter übrigens gleichen Umständen. G.

Für n =	5	6	7	8	9	10
wird $\frac{\delta}{D}$ =	0·0106	0·0120	0·0134	0·0149	0·0163	0·0177

330.

Metallstärke kugelförmiger Theile der Dampfkessel.

Für kugelförmige Kesseltheile kann dieselbe Regel wie für cylindrische Kessel mit noch etwas grösserer Sicherheit angewendet werden.

331.

Stärke der Wand- und Deckbolzen.

Nennt man:

Ω die Fläche in Quadratcentimetern eines Bolzenfeldes, welche man findet, wenn man die Fläche einer Wand durch die daran vorkommende Anzahl Bolzen dividirt,

n die Anzahl der Atmosphären, welche der Dampfspannung entspricht,

Δ den Durchmesser eines Bolzens in Centimetern,

so hat man:

$$\Delta = 0{\cdot}07 \sqrt{(n-1)\,\Omega}$$

332.

Wände des Feuerkastens.

Nennt man:

δ die Blechdicke der Wände des Feuerkastens in Centimetern,

e die Entfernung der Bolzen in einer Horizontalreihe in Centim.,

e_1 die Entfernung der Bolzen in einer Vertikalreihe in Centim.,

B die Breite, L die Länge des Feuerkastens,

n die Anzahl der Atmosphären, welche der Dampfspannung entspricht, so ist zu nehmen *):

*) Vermittelst einer anderen Berechnungsweise, welche auf die Art der Biegung der Wände eingehend Rücksicht nimmt (Grashof, Festigkeitslehre, Nr. 303) findet man für den Fall, dass $e = e_1$ ist, die grösste Spannungsintensität der vertikalen Kastenwände:

$$k = \frac{31}{30}(n-1)\left[\frac{B\,L}{2\,(B+L)\,\delta} + \frac{2}{9}\,\frac{e^2}{\delta^2}\right]$$

Für die Wände des Wasserkastens gilt dieselbe Formel, falls für B und L

$$e = 24 \frac{\delta}{\sqrt{n-1}}$$

$$e_1 = \sqrt{582 \frac{\delta^2}{n-1} + \frac{B L \delta}{B+L}}$$

333.

Wände des Wasserkastens.

Nennt man:

e die Entfernung zweier Bolzen in einer Horizontalreihe in Centim.,
e_1 die Entfernung zweier Bolzen in einer Vertikalreihe in Centim.,
δ die Blechdicke der Umfangswände des Wasserkastens in Centim.,
B die Breite, L die Länge des Feuerkastens in Centimetern,
B_1 die Breite, L_1 die Länge des Wasserkastens in Centimetern,
so hat man zn nehmen:

$$e = \sqrt{582 \frac{\delta^2}{n-1} - (L_1 - L)\,\delta}$$

$$e_1 = \sqrt{582 \frac{\delta^2}{n-1} - \frac{B_1 L_1 \delta}{B_1 + L_1}}$$

334.

Stärke der Deckbarren.

Nennt man:

L die Länge der Barren, i ihre Anzahl
b die Dicke, h die Höhe einer Barre
B die Breite des Feuerkastens
δ die Metalldicke des Deckbleches
} Centimeter,

---

die etwas grösseren Werthe B_1 und L_1 gesetzt werden, nur mit dem Unterschiede, dass diese grösste Spannungsintensität bei den Wänden des Feuerkastens einer Pressung, bei denen des Wasserkastens einer Spannung im engeren Sinne entspricht. Eine Vergleichung dieser theoretischen Formel mit der heutigen Praxis ist auf Grund der „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven" nicht vollkommen ausführbar, weil daselbst die Entfernungen e der Bolzen von einander nicht angegeben sind.

Der vorderen oder Rohrwand des Feuerkastens wird übrigens eine erheblich grössere Dicke gegeben, als den übrigen Wandtheilen, und zwar pflegt dieselbe noch etwas grösser zu sein, als die Dicke der vorderen oder Rohrwand des cylindrischen Kessels an der Rauchkammer. G.

n die Anzahl der Atmosphären, welche der Dampfspannung entspricht, so ist:

$$h = \frac{1}{7} L \qquad \delta = \frac{1}{12} h \qquad \frac{i\,b}{B} = 0{\cdot}063\,(n-1)$$

335.

Constructionsverhältnisse nach ausgeführten Lokomotiven.

Durch Vergleichung der Abmessungen von ausgeführten Lokomotiven haben sich nachfolgende Verhältnisse ergeben *).

Es bedeutet:

d den Durchmesser eines Dampfcylinders in Metern,
O den Querschnitt eines Dampfcylinders in Quadratmetern,
F die totale Heizfläche des Kessels in Quadratmetern,
δ den Durchmesser einer Röhre des Kessels in Metern.

Der Dampfapparat.

Länge des Rostes		$= 0{\cdot}114\,\sqrt{F}$
Breite des Rostes		$= 0{\cdot}114\,\sqrt{F}$
Fläche des Rostes		$= 0{\cdot}013\,F$
Höhe der untersten Heizröhre über dem Rost		$= 0{\cdot}080\,\sqrt{F}$
Innerer Durchmesser der Röhren	Minim.	$= 0{\cdot}037$ Meter
	gewöhnlich	$= 0{\cdot}045$ Meter
Anzahl der Heizröhren		$= 0{\cdot}0033\,\frac{F}{\delta^2}$
Länge der Röhren		$= 87\,\delta$
Metalldicke einer Röhre		$= 0{\cdot}002$ Meter
Heizfläche sämmtlicher Röhren		$= 0{\cdot}92\,F$
Summe der Querschnitte aller Röhren		$= 0{\cdot}00269\,F$
Heizfläche der Feuerbüchse		$= 0{\cdot}05\,F$
Entfernung der Rückwand der Feuerbüchse von der Rückwand der Umhüllung im Lichten		$= 0{\cdot}08$ Meter

*) Im Lauf der Zeit haben sich diese Verhältnisse in mancher Hinsicht geändert, worüber die mehrerwähnten „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven" den vollständigsten Aufschluss gewähren. Einige daraus abgeleitete Mittelwerthe von neueren Constructionsverhältnissen sind in den Bemerkungen zu den vorhergehenden Nummern mitgetheilt worden. Solche Mittelwerthe müssen jedoch mit Vorsicht und stets mit Rücksicht auf die besonderen Umstände der Bahn, des Betriebes und der Bauart der Lokomotive, sowie auch mit Rücksicht auf das zu verwendende Constructions- und Brennmaterial, die beabsichtigte Dampfspannung u. s. w. benutzt werden. G.

Entferung der Seitenwände der Feuerbüchse von den Seiten der Umhüllung im Lichten . . .	= 0·08 Meter
Entfernung der Bolzen, welche die Wände der Feuerbüchse mit den Wänden der Umhüllung verbinden	= 0·12 „
Durchmesser dieser Bolzen	= 0·02 „
Innerer Durchmesser des die Röhren umschliessenden, in der Regel cylindrischen Kessels . . .	= 0·124 $\sqrt{F}$
Länge dieses Kessels	= 84 δ
Metalldicke der Wand dieses Kessels	= 0·0013 $\sqrt{F}$
Blechdicke der äusseren Umhüllung der Feuerbüchse	= 0·0014 $\sqrt{F}$
Blechdicke der Decke (Kupfer) der Feuerbüchse	= 0·0014 $\sqrt{F}$
Blechdicke der Seitenwände und der Rückwand der Feuerbüchse (Kupfer)	= 0·0014 $\sqrt{F}$
Blechdicke der Röhrenwand der Feuerbüchse . .	= 0·0024 $\sqrt{F}$
Querschnitt der Oeffnung eines Sicherheitsventils	= 0·0001 F

Höhe des Kamins 4 mal so gross wie der Durchmesser.

Die Pumpen.

Durchmesser eines Kolbens einer Pumpe . . .	= 0·0128 $\sqrt{F}$
Kolbenschub	= 0·12 Meter
Durchmesser einer Ventilöffnung	= 0·0058 $\sqrt{F}$
Durchmesser der Saug- und Druckröhren . . .	= 0·0058 $\sqrt{F}$

Dampfzuleitung und Regulator.

Grösster Querschnitt der Regulatoröffnung . . .	= 0·00015 F
Innerer Durchmesser des Dampfzuleitungsrohrs .	= 0·016 $\sqrt{F}$
Querschnitt dieses Rohres	= 0·0002 F
Querschnitt der Röhren, durch welche der Dampf nach der Dampfkammer strömt	= 0·0001 F

Blasrohr *).

Querschnitt des Blasrohrs		= 0·0002 F
Querschnitt der Mündung des Blasrohrs	Maximum . . .	= 0·00017 F
	Minimum . . .	= 0·0000273 F

*) Nach der Theorie (siehe Zeuner, das Lokomotiven-Blasrohr) besteht eine gewisse Beziehung zwischen der Blasrohrmündung = f_1, dem Essenquerschnitt = f und dem Gesammtquerschnitt = f_2 der Heizröhren, nämlich

$$\frac{f}{f_1} = m + n\left(\frac{f}{f_2}\right)^2$$

Steuerung.

Voreilungswinkel	$= 30^0$
Lineares Voreilen der Schieber	$= 0{\cdot}013$ d
Innere Ueberdeckung der Schieber . .	$= 0{\cdot}012$ d
Aeussere Ueberdeckung der Schieber .	$= 0{\cdot}065$ d
Halbmesser der Steuerungsexcentra . .	$= 0{\cdot}15$ d *)

Dabei hängt der Coefficient m von der Luftmenge = L Kilg., welche pro 1 Kilg abgehenden Dampfs angesaugt werden soll, der Coefficient n ausserdem namentlich von den Widerständen ab, welche die Luft auf dem Wege vom Aschenfall durch die Brennstoffschicht und das Rohrsystem bis zur Rauchkammer zu überwinden hat. Im Allgemeinen genügt es, $L = 2{\cdot}4$ Kilg. Luft pro 1 Kilg. Dampf als Maximum dem Entwurf zu Grunde zu legen, und dann ergibt sich durch eine von der Zeuner'schen Entwickelung etwas abweichende Rechnung:

$$m = 8{\cdot}5$$

Der Coefficient n muss aus den praktisch bewährten Constructionsverhältnissen der Blasrohrvorrichtung abgeleitet werden. Zu dem Ende habe ich gemäss den „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven" die Werthe von f, f_1 und f_2 in 53 solchen Fällen verglichen, in welchen eine cylindrische Esse und f_1 als unveränderlich angegeben ist, die Regulirung des Zuges also vermuthlich durch eine verstellbare Klappe am Aschenfall geschehen soll; zur Berechnung von f_2 wurde dabei der innere Durchmesser der Heizröhren in Ermangelung directer Angaben durchweg um 0·5 Centimeter kleiner, als der äussere Durchmesser angenommen. Es ergab sich im Mittel:

$$\frac{f}{f_1} = 16{\cdot}5; \quad \frac{f}{f_2} = 0{\cdot}48$$

entsprechend der Gleichung:

$$\frac{f}{f_1} = 8{\cdot}5 + 34{\cdot}7 \left(\frac{f}{f_2}\right)^2$$

In den einzelnen Fällen sind freilich die Werthe von n, welche der theoretischen Gleichung entsprechen, sehr verschieden, woraus weniger auf eine Mangelhaftigkeit dieser Gleichung, als vielmehr auf den Mangel einer festen Praxis hinsichtlich rationeller Wahl der betreffenden Verhältnisse zu schliessen ist.

Der Querschnitt f_2 ist in ein passendes Verhältniss zur Rostfläche R zu setzen (in den fraglichen 53 Fällen ist im Mittel $f_2 = 0{\cdot}20$ R), dann f in ein passendes Verhältniss zu f_2, wobei es zu empfehlen ist, $f < 0{\cdot}5\ f_2$ zu nehmen; schliesslich findet man dann f_1 aus obiger Gleichung.

Wenn zur Regulirung des Zuges die Blasrohrmündung veränderlich gemacht wird, so braucht die kleinste Grösse derselben (dem stärksten Zuge entsprechend) nicht wesentlich kleiner gemacht zu werden, als die constante Mündungsgrösse im Falle der Regulirung durch eine stellbare Klappe am Aschenfall. G.

*) Aus den „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven" ergibt sich als Mittel von 172 Fällen:

Halbmesser der Steuerungsexcentra . .	$\varrho = 49{\cdot}75$ Millim.
Aeussere Ueberdeckung der Schieber .	$= 23{\cdot}3$ Millim. $= 0{\cdot}468\ \varrho$
Innere Ueberdeckung der Schieber . .	$= 4{\cdot}78$ Millim. $= 0{\cdot}096\ \varrho$

G.

Einströmungsöffnung	Verhältniss der Breite z. Höhe	= 6·91
	Querschnitt . .	= 0·000132 F
Ausströmungsöffnung	Verhältniss der Breite z. Höhe	= 3·65
	Querschnitt . .	= 0·000237 F
Schieber	Länge	$= 0·03 \sqrt{F} = 0·63$ d
	Breite	$= 0·04 \sqrt{F} = 0·82$ d
	Fläche	= 0·0012 F

Cylinder und Transmission.

Querschnitt eines Cylinders bei Lokomotiven mit zwei Cylindern	= 0·00136 F
Durchmesser eines Dampfcylinders	$d = 0·0416 \sqrt{F}$
Länge des Kolbenschubes	= 1·57 d
Länge einer Schubstange	= 3·84 d

Dampfschiffe.

336.

Bezeichnungen. Taf. XXXVIII.

L Länge des Schiffes zwischen den Perpendikeln,
B grösste Breite in der Mitte des Schiffes,
H Höhe des Schiffes,
T Tiefgang oder Tauchung des Schiffes,
O_1 Flächeninhalt des eingetauchten Theiles von dem Hauptquerschnitt des Schiffes,
O = B T Flächeninhalt des der Figur O_1 umschriebenen Rechteckes, sofern die Breite des Hauptquerschnitts in der Schwimmfläche nur wenig von der oberen Breite B verschieden ist,
F_1 Flächeninhalt der Schwimmfläche des Schiffes,
F = B L Flächeninhalt des der Schwimmfläche umschriebenen Rechteckes,
$\mathfrak{B}_1$ Volumen des verdrängten Wassers,
$\mathfrak{B}$ = B L T Volumen des dem verdrängten Wasserkörper umschriebenen Parallelepipedes,
D Durchmesser eines Ruderrades,

i Anzahl der Schaufeln eines Rades,
b Länge einer Schaufel,
a radiale Dimension einer Schaufel,
o = 2 a b die Summe der Flächen zweier Schaufeln,
V Umfangsgeschwindigkeit der Räder gegen das Schiff, bezogen auf die Druckmittelpunkte der Schaufeln,
U relative Geschwindigkeit des Schiffes gegen das Wasser, resp. die absolute Geschwindigkeit des Schiffes, wenn das Wasser keine Bewegung hat,
N Nominal-Pferdekraft der Maschinen, welche das Schiff bewegen *),
v Geschwindigkeit (mittlere) des Kolbens einer Maschine,
l Länge des Kolbenschubes.

337.

Praktische Verhältnisse, nach welchen die Schiffe angeordnet sind.

Durch Vergleichung einer grossen Anzahl von Schiffen haben sich folgende Verhältnisse ergeben **):

---

*) Der Begriff der Nominal-Pferdekraft, an welchem man besonders bei Schiffsmaschinen und namentlich in England noch immer mit merkwürdiger Beharrlichkeit festhält, ist ein sehr willkürlicher und von Verhältnissen hergenommen, welche sich längst überlebt haben, so dass zur Zeit diese Nominal-Pferdekraft mehr von der Grösse, als von der wirklichen Leistung der Maschine eine gewisse Vorstellung zu geben geeignet ist. Bezeichnet:

K die Kolbenfläche in engl. Quadratzollen,

v die mittlere Kolbengeschwindigkeit in engl. Fussen pro Minute,

so ist nach der sog. Admiralitätsformel (entsprechend einer mittleren Differenz des Drucks auf beiden Seiten des Kolbens = 7 Pfund pro Quadratzoll):

$$N = \frac{7\,K\,v}{33000}$$

Dabei soll für Schaufelradmaschinen der Werth von v gemäss der alten Watt-schen Bestimmung aus folgender Tabelle entnommen werden, in welcher l den Kolbenschub in engl. Fussen bedeutet:

l =	3	3·5	4	4·5	5	5·5	6	6·5	7	7·5	8
v =	180	189	196	204	210	216	222	226	231	236	240

Bei Schraubenmaschinen pflegt die contraktlich festgesetzte Kolbengeschwindigkeit in die Formel eingesetzt zu werden.

Ist N_i die indicirte (durch den Indikator bestimmte) Pferdekraft, so hat das Verhältniss $\frac{N_i}{N}$ einen sehr schwankenden Werth, etwa = 2 bis 5. G.

**) Die angemessensten Verhältnisse zwischen den Hauptdimensionen L, B, T eines Dampfschiffes können je nach der besonderen Bestimmung desselben,

Verhältnisse.	Fluss-Schiffe.	Landsee-Schiffe.	Meer-Schiffe.
$\frac{L}{B} = \frac{\text{Länge des Schiffes}}{\text{Breite der Schale}}$	9	7·4	6

---

je nach seiner Grösse, insbesondere seinem Tiefgang, und je nach der Art des Propellers (Schaufelrad oder Schraube) zwischen ziemlich weiten Grenzen variiren. *C. F. Steinhaus*, Schiffsarchitekt und Lehrer der Schiffbaukunst in Hamburg, auf dessen in praktischer Hinsicht empfehlenswerthes Werk: „der Eisen-Schiffbau mit besonderer Beziehung auf den Bau der Dampfschiffe, Hamburg 1867" in den folgenden Bemerkungen mehrfach Bezug genommen wird, gibt insbesondere für eiserne Dampfschiffe die nachstehenden, nur ausnahmsweise zu überschreitenden Grenzwerthe der fraglichen Verhältnisse an, wobei, wie auch in den späteren Bemerkungen immer:

L die Länge des Schiffes in der Schwimmfläche,
B die grösste Breite des Schiffes in der Schwimmfläche,
T die Tauchung von der Schwimmfläche bis zur Oberkante des Kiels gemessen bedeutet.

		Grössere Schiffe:	Kleinere Schiffe:
$\frac{B}{L}$	für Räderschiffe	= 0·12 — 0·14	0·12 — 0·16
	für Schraubenschiffe	= 0·14 — 0·16	0·16 — 0·20
$\frac{T}{B}$	für Räderschiffe	= 0·24 — 0·36	0·17 — 0·28
	für Schraubenschiffe	= 0·30 — 0·44	0·30 — 0·45

Ebenso sind auch die sogenannten Völligkeitsgrade zwischen mehr oder weniger weiten Grenzen verschieden, und zwar

der Völligkeitsgrad der Schwimmfläche $\frac{F_1}{LB} = 0{\cdot}64 - 0{\cdot}78$

der Völligkeitsgrad des Hauptquerschnitts $\frac{O_1}{BT} = 0{\cdot}60 - 0{\cdot}90$

der Völligkeitsgrad des Deplacements $\frac{\mathfrak{V}_1}{LBT} = 0{\cdot}35 - 0{\cdot}64$

Von den letzteren Völligkeitsgraden gelten die grösseren Werthe namentlich für Räderschiffe, die kleineren für Schraubenschiffe, indem die Ersteren am Boden mehr flach, die Letzteren mehr scharf gegen den Kiel zulaufend gebaut zu sein pflegen. —

Auch die für die *Schaufelräder* angegebenen Verhältnisse findet man zwischen weiten Grenzen schwankend. Nach anderen Angaben und theilweise eigenen Vergleichungen ist für gut proportionirte Räder bei mittlerem Tiefgang und mittlerer Geschwindigkeit in nicht sehr unruhigem Wasser:

$$\frac{V}{U} = 1{\cdot}15 - 1{\cdot}35$$

und zwar kleiner bei Morgan'schen Rädern mit beweglichen, fast senkrecht ein- und austauchenden Schaufeln, als bei Rädern mit festen Schaufeln;

$$\frac{b}{B} = \begin{cases} 0{\cdot}2 - 0{\cdot}4 \text{ für Seeschiffe} \\ 0{\cdot}3 - 0{\cdot}5 \text{ für Flussschiffe} \end{cases}$$

und im Allgemeinen um so kleiner, je grösser B, so dass in der Regel h = 2 bis 8 Meter ist;

Verhältnisse.	Fluss-Schiffe.	Landsee-Schiffe.	Meer-Schiffe.
$\frac{T}{B} = \frac{\text{Tauchung des Schiffes}}{\text{Breite des Schiffes}}$	0·18	0·19	0·4
$\frac{H}{B} = \frac{\text{Höhe des Schiffes}}{\text{Breite des Schiffes}}$	0·5	0·5	0·64
$\frac{N}{O} = \frac{\text{Pferdekraft der Maschinen}}{\text{Rechteck B T}}$ . . .	13·7	8·93	11·8

$$\frac{b}{a} = \begin{cases} 3 - 4 \text{ für Seeschiffe} \\ 5 - 6 \text{ für Flussschiffe;} \end{cases}$$

Eintauchungstiefe der Innenkante einer Schaufel bei normalem Tiefgange des Schiffes:

bei Seeschiffen = 0·3 bis 0·5 Meter, wachsend mit der Schiffsgrösse,
bei Flussschiffen höchstens = 0·1 Meter.

Auch die hier angegebenen Grenzwerthe der betreffenden Verhältnisse werden zuweilen noch in der einen oder anderen Richtung überschritten. Bei Morgan'schen Rädern darf die Schaufelzahl i etwas kleiner, die Breite a der Schaufeln etwas grösser sein, und sie dürfen unbeschadet günstiger Wirkung tiefer eintauchen, als Räder mit festen Schaufeln. Die Umdrehungszahl eines Schaufelrades pro Minute ist bei mittlerer Fahrt im Allgemeinen = 20—40, bei grossen Seeschiffen indessen auch < 20. —

Bei einer *Schiffsschraube* sei:

R der äussere Halbmesser,
h die Ganghöhe,
a die Länge im Sinne der Axe,
o die Summe der Projectionen der wirksamen Schraubenflächen auf eine zur Schraubenaxe senkrechte Ebene,
s der Weg des Schiffes während einer Umdrehung der Schraube.

Dann wird das Verhältniss $\frac{h}{s}$, welches dem obigen Verhältniss $\frac{V}{U}$ bei Schaufelrädern entspricht, zwischen weiten Grenzen veränderlich, zuweilen selbst negativ, im Durchschnitt = 1·2 gefunden.

R wird so gross genommen, wie es der Tiefgang des Schiffes gestattet, so dass der höchste Punkt der Flügel bei Seeschiffen 0·3 — 0·6 Meter, bei Flussschiffen höchstens 0·1 Meter unter der Wasseroberfläche liegt.

$$\frac{h}{2R} \text{ ist} = \begin{cases} 1·0 - 1·5 \text{ bei zweiflügeligen Schrauben} \\ 1·2 - 1·8 \text{ ,, dreiflügeligen ,,} \\ 1·4 - 2·1 \text{ ,, vierflügeligen ,,} \end{cases}$$

$\frac{a}{h}$ = 0·15 — 0·2 bei zweiflügeligen, ²/₃ resp. ½ so gross bei drei- resp. vierflügeligen Schrauben. Dann ist:

$$\frac{o}{\pi R^2} = 0·40 - 0·45 \text{ in allen Fällen.}$$

Die Umdrehungszahl pro Minute liegt je nach dem Durchmesser der Schraube zwischen weiten Grenzen: n = 45 — 150. G.

Verhältnisse.	Fluss-Schiffe.	Landsee-Schiffe.	Meer-Schiffe.
$\frac{O_1}{O} = \frac{\text{Eingetauchter Querschnitt}}{\text{Rechteck B T}}$ . . .	0·88	0·88	0·82
$\frac{F_1}{F} = \frac{\text{Wahre Schwimmfläche}}{\text{Rechteck B L}}$	0·667	0·667	0·794
$\frac{\mathfrak{B}_1}{\mathfrak{B}} = \frac{\text{Volumen des verdrängten Wassers}}{\text{Volumen des Parallelepipedes L B T}}$	0·448	0·448	0·541
$\frac{V}{U} = \frac{\text{Umfangsgeschwindigkeit der Räder}}{\text{Geschwindigkeit des Schiffes}}$	1·41	1·41	1·45
$\frac{D}{B} = \frac{\text{Durchmesser eines Rades}}{\text{Breite des Schiffes}}$ . . .	0·73	0·73	0·73
$\frac{b}{B} = \frac{\text{Länge einer Schaufel}}{\text{Breite des Schiffes}}$	0·37	0·35	0·33
$\frac{a}{b} = \frac{\text{Höhe einer Schaufel}}{\text{Länge einer Schaufel}}$	0·2	0·2	0·234
$\frac{i}{D} = \frac{\text{Anzahl der Schaufeln eines Rades}}{\text{Durchmesser eines Rades}}$	3 bis 3·3	3 bis 4·3	2·7
$\frac{o}{O} = \frac{\text{Summe zweier Schaufelflächen}}{\text{Rechteck B T}}$.	0·318	0·318	0·2

338.

Verhältnisse, welche bei den Kesseln vorkommen *).

Benennungen.	Für jede Pferdekraft.
Heizfläche des Feuerraumes . . .	0·2 Quadratmeter
Heizfläche der Kanäle oder Röhren . .	1·0 bis 1·4 Quadratmeter

*) Die älteren Labyrinthkessel sind zur Zeit fast ganz durch Röhrenkessel verdrängt, und für solche sind nach anderen Angaben, insbesondere in der englischen Handelsmarine, folgende Verhältnisse gebräuchlich:

Rostfläche mit Rücksicht darauf zu bestimmen, dass pro Stunde und pro Quadratmeter Rostfläche 100 Kilg. Kohle verbrannt werden können, wenn der Zug durch die Einmündung des Dampfabblaserohrs in das Kamin unterstützt wird, und dass pro Stunde und indicirte Pferdestärke der Maschinen 2 — 2·5 Kilg. Kohle verbraucht werden bei einer Temperatur des Speisewassers von ca. 40° C. Gesammte Heizfläche = 30mal Rostfläche, wovon 0·65 bis 0·75 Röhrenheizfläche. Schmiedeiserne Feuerrohre: innerer Durchmesser = 0·07 — 0·08 Meter, Länge

= 1·5 bis 2·2 Meter, gesammter innerer Querschnitt = $\frac{2}{9}$ Rostfläche.

Dampfraum = 0·025 bis 0·04 Cubikmtr. } pro indicirte Pferdestärke.
Wasserraum = 0·05 bis 0·06 Cubikmtr. }
Höhe des Feuerraums = 0·35 bis 0·45 Mtr.
Höhe des Aschenfalls desgl.

Querschnitt des Kamins = $\frac{2}{3}$ Querschnitt der Feuerrohre = $\frac{4}{27}$ Rostfläche.
G.

Benennungen.	Für jede Pferdekraft.
Totale Heizfläche	1·2 bis 1·6 Quadratmeter
Rostfläche	0·05 „ 0·1 „
Volumen des Aschenfalls	0·0306 Kubikmeter
Volumen des Feuerraumes	0·0408 „
Wasservolumen der Verdampfung ausgesetzt	0·2005 „
Vom Dampf eingenommenes Volumen .	0·1472 „
Höhe des Kamins { bei kleinen Schiffen	5 bis 9m
Höhe des Kamins { bei grossen Schiffen	11 bis 14m
Querschnitt des Kamins	0·00614 Quadratmeter
Querschnitt der Luftkanäle	0·0111 „

339.

Ungefähre Gewichtsbestimmungen.

Benennung der Gegenstände.	Gewicht in Kilogrammen per 1 Pferdekraft.	
	Fluss- und Landsee-Schiffe.	Meer-Schiffe.
Maschinen und Treibapparat . .	370	370
Kessel (ohne Füllung) mit Kamin	360	360
Füllung des Kessels	270	270
Das Schiff mit Ausrüstung, bei den Meerschiffen mit Segelwerk .	840 Eisen	1530 Holz 1000 Eisen
Totalgewicht ohne Nutzlast . .	1840	2530 Holz 2000 Eisen

Auch ist:

Gewicht des Schiffes mit Ausrüstung ohne Maschinen, ohne Kessel:

a) für Fluss- und Landsee-Schiffe . . . 129 L (B + H) Kilg.

b) für Meer-Schiffe . . . . 533 L (B + H) Kilg.

Anmerkung.

Diese Gewichtsbestimmungen beziehen sich auf *Watt*'sche Niederdruckmaschinen und Kessel. Direktwirkende Maschinen und Röhrenkessel sind leichter *).

*) Bei den heutzutage üblichen Maschinen mit Röhrenkesseln ist das Ge-

340.

Hauptresultate über die Bewegung des Schiffes und der Maschinen.

Die folgenden Ausdrücke geben an: 1) den Widerstand, welcher der Bewegung eines Schiffes entgegenwirkt; 2) das Verhältniss zwischen der Geschwindigkeit der Ruderräder und jener des Schiffes; 3) die Abhängigkeit zwischen der Grösse des Schiffes, der Kraft der Maschinen und der Geschwindigkeit des Schiffes; 4) das Verhältniss zwischen dem Durchmesser der Räder und der Länge des Kolbenschubes.

1)
$$K = 0{\cdot}1 \left(1 + e^{-\frac{N}{165}}\right) \left(\frac{2}{3} \frac{L}{T} + 2 \frac{L}{B}\right)$$
$$k = 125$$

2) Der Widerstand in Kilg., welcher der Bewegung eines gutgeformten Schiffes entgegenwirkt:

$$K\ O\ U^2$$

3) Das Verhältniss zwischen der Umfangsgeschwindigkeit der Räder und der Geschwindigkeit des Schiffes:

$$\frac{V}{U} = 1 + \sqrt{\frac{K\ O}{k\ o}}$$

4) Die Nominal-Pferdekraft der Maschinen:

$$N = \frac{K}{75}\ O\ U^3 \left(\frac{V}{U}\right)$$

---

sammtgewicht der Maschine mit Treibapparat nebst Kessel und Wasserfüllung pro 1 nominelle Pferdestärke zu setzen:

für oscillirende Maschinen = 500 Kilg.,

für horizontale Schraubenmaschinen und für Balanciermaschinen = 600 bis 800 Kilgr.,

um so grösser, je kleiner die Zahl der Pferdestärken.

Von diesem Gesammtgewicht ist 0·55 bis 0·65, bei kleineren Hochdruck-Schraubenmaschinen bis 0·80 für den gefüllten Kessel zu rechnen. Auch rechnet man das Gewicht eines Röhrenkessels mit Wasserfüllung = 150 Kilg. pro indicirte Pferdestärke.

Das Eigengewicht eines eisernen Schiffes (ohne Ausrüstung) beträgt nach Steinhaus im Durchschnitt 1/3 vom Gewicht des Deplacements, d. h. des bei normalem Tiefgang verdrängten Wassers. Bei kleineren Schraubenschiffen mit verhältnissmässig grossem Tiefgang wächst das Eigengewicht bis 4/9 vom Gewicht des Deplacements. Letzteres Verhältniss kann auch als Durchschnittswerth für hölzerne Schiffe betrachtet werden, indem dieselben etwa im Verhältniss 4 : 3 schwerer sind, als eiserne von gleicher Grösse. G.

5) Die Nominal-Pferdekraft der Maschinen für jeden Quadratmeter des eingetauchten Rechteckes O:

$$\frac{N}{O} = \frac{K}{75} U^3 \left(\frac{V}{U}\right)$$

6) Die Nominal-Pferdekraft für jeden Kubikmeter der wirklich verdrängten Flüssigkeit:

$$\frac{N}{\mathfrak{B}_1} = \frac{1}{75} \left(\frac{K}{L}\right) \left(\frac{\mathfrak{B}}{\mathfrak{B}_1}\right) \left(\frac{V}{U}\right) U^3$$

7) Das eingetauchte Rechteck des Schiffes:

$$O = \frac{75\ N}{K\ U^3 \left(\frac{V}{U}\right)}$$

8) Die Geschwindigkeit des Schiffes:

$$U = \sqrt[3]{\left\{\frac{75\ N}{K\ O \left(\frac{V}{U}\right)}\right\}}$$

9) Das Verhältniss zwischen dem Durchmesser der Räder und der Länge des Kolbenschubes der Maschine:

$$\frac{D}{l} = \frac{2}{\pi} \frac{V}{v}$$

Tabelle der Werthe von

$$\alpha = 0{\cdot}1 \left(1 + e^{-\frac{N}{165}}\right) \text{*)}$$

*) Die Grösse $K\,O\,U^2$ ist nicht der wirkliche Widerstand des Schiffes, sondern verhält sich zu demselben wie die nominelle zur Nutz-Pferdestärke der Maschinen. Ist

W der wirkliche Widerstand des Schiffes in Kilgr.,

η der Wirkungsgrad des Propellers (Schaufelrad oder Schraube),

η_1 der Wirkungsgrad der Maschinen (Verhältniss der Nutzarbeitstärke zur indicirten Arbeitstärke), so ist:

die Nutz-Pferdestärke des Propellers . . $= \frac{W\,U}{75}$

die Nutz-Pferdestärke der Maschinen . $N_n = \frac{W\,U}{75\,\eta}$

die indicirte Pferdestärke der Maschinen $N_i = \frac{W\,U}{75\,\eta\,\eta_1}$

N	α	N	α	N	α	N	α
10	0·194	130	0·145	250	0·122	370	0·111
20	0·189	140	0·143	260	0·121	380	0·110
30	0·183	150	0·140	270	0·119	390	0·109
40	0·178	160	0·138	280	0·118	400	0·109
50	0·174	170	0·136	290	0·117	410	0·108
60	0·170	180	0·134	300	0·116	420	0·108
70	0·165	190	0·132	310	0·115	430	0·107
80	0·162	200	0·130	320	0·114	440	0·107
90	0·158	210	0·128	330	0·114	450	0·107
100	0·155	220	0·126	340	0·113	460	0·106
110	0·151	230	0·125	350	0·112	470	0·106
120	0·148	240	0·123	360	0·111	480	0·105

Dabei ist $\eta_1 = 0{\cdot}4 - 0{\cdot}6$, im Allgemeinen wachsend mit der Grösse der Maschinen. Für Schaufelräder ist $\eta = \frac{U}{V}$. —

Die Form des unter 1) angegebenen Ausdrucks für den Coeffizienten K beruht auf der Annahme, dass der Schiffswiderstand ganz vorwiegend durch die Reibung des Wassers an der Oberfläche des eingetauchten Theils des Schiffskörpers verursacht wird, und die empirische Formel:

$$\alpha = 0{\cdot}1 \left(1 + e^{-\frac{N}{165}}\right)$$

ist aus der Vergleichung der für 16 Räderschiffe verschiedener Grösse gegebenen Werthe von L, B, T, U, N abgeleitet worden, indem dabei das Verhältniss $\frac{V}{U}$ in allen Fällen $= 1{\cdot}4$ gesetzt wurde.

Diese Ansicht, dass der Schiffswiderstand vorwiegend durch die Reibung bedingt sei, ist dem Verfasser eigenthümlich (Maschinenbau, III. Band, Seite 181); er hält es deshalb für unmöglich, durch Veränderung der Schiffsform bei gegebenen Hauptdimensionen L, B, T den Widerstand erheblich zu vermindern, sowie auch die Verlängerung und schärfere Bauart der Schiffe nach vorn und hinten im Vergleich mit früherer Uebung seiner Ansicht zufolge nicht nur zwecklos, sondern schädlich ist. In Wahrheit hängt der fragliche Widerstand ohne Zweifel von verschiedenen Umständen ab, insbesondere 1) von der Vermehrung des Drucks auf das Vordertheil des Schiffes in Folge der Verdrängung des Wassers; 2) von der Verminderung des Drucks auf das Hintertheil des Schiffes um den Betrag derjenigen Kraft, durch welche das Wasser beschleunigt werden muss, um den vom bewegten Schiffe verlassenen Raum zu erfüllen; 3) von der Reibung des Wassers am Boden und an den Seitenwänden des Schiffes. Redtenbacher gibt selbst zu, dass seine Folgerungen in Betreff der vorwiegenden Bedeutung der letztgenannten Ursache sich auf nicht ganz verlässliche Thatsachen

341.

*Form der Schiffe**).

Es sind bis jetzt alle Versuche gescheitert, die Form der Schiffe aus wissenschaftlichen Prinzipien herzuleiten, und es ist auch gar

---

gründen, und dass genauere Versuche möglicher Weise zu einem anderen Urtheile führen könnten. Dergleichen Versuche sind seitdem in grösserem Umfange, besonders in der französischen Marine angestellt worden; von den daraus abgeleiteten empirischen Formeln für den Schiffswiderstand W wird namentlich die Formel von Bourgois für zuverlässig gehalten, u. A. auch von Steinhaus empfohlen. Danach ist, wenn O_1 und U die in Nr. 336, L, B und T die in der Anmerkung zu Nr. 337 erklärten Bedeutungen haben, dabei aber die Geschwindigkeit in engl. Fussen pro Sekunde, die Längen in engl. Fussen ausgedrückt sind, der Widerstand W in engl. Pfunden:

$$W = \varrho_1 \, O_1 \, U^2 + \varrho_2 \, B \, U^4 + \varrho_3 \, L \, (B + 2 \, T) \, U$$

wobei im Falle $\frac{B}{L} = 0{\cdot}12 - 0{\cdot}20$ gesetzt werden soll:

$$\varrho_1 = 0{\cdot}0485; \quad \varrho_2 = 0{\cdot}000731; \quad \varrho_3 = 0{\cdot}00297.$$

Sind die Längen in Metern, die Geschwindigkeit in Metern pro Sekunde ausgedrückt, so findet man hiernach W in Kilg., wenn gesetzt wird:

$$\varrho_1 = 2{\cdot}55; \quad \varrho_2 = 0{\cdot}126; \quad \varrho_3 = 0{\cdot}048.$$

Setzt man:

$$W = \varrho \, O_1 \, U^2$$

so ist: $$\varrho = \varrho_1 + \varrho_2 \frac{B \, U^2}{O_1} + \varrho_3 \frac{L \, (B + 2 \, T)}{O_1 \, U}$$

und wenn, unter m den Widerstandscoeffizienten im Sinne von Nr. 174 verstanden,

$$W = m \, \gamma \, O_1 \, \frac{U^2}{2 \, g}$$

gesetzt wird, so ist:

$$m = \frac{2 \, g}{\gamma} \, \varrho = 0{\cdot}0196 \, \varrho$$

Uebrigens gilt diese Formel für W mit den angeführten Werthen der Coeffizienten ϱ_1, ϱ_2, ϱ_3 nur für ein breites und tiefes Fahrwasser. Bei der Fahrt auf Canälen von mässig grossem Wasserquerschnitte Q wächst der Widerstand W bedeutend, und zwar etwa auf

das 1·5 fache des obigen Werthes für $Q = 12 \, O_1$
„ 3·0 „ „ „ „ „ $Q = 6 \, O_1$

G.

*) Nach C. F. Steinhaus: „der Eisen-Schiffbau mit besonderer Beziehung auf den Bau der Damfschiffe" ist im Allgemeinen das folgende Verfahren einzuschlagen, um zu solchen Schiffsformen insbesondere eiserner Dampfschiffe zu gelangen, welche sich durch die Erfahrung als zweckmässig bewährt haben.

keine Wahrscheinlichkeit vorhanden, dass diese Aufgabe auf theoretischem Wege gelöst werden wird. Durch die zahllosen im Schiffbau gemachten Erfahrungen ist man aber allmählig auf Formen gekommen, die nur noch einen sehr geringen (grösstentheils von der Reibung herrührenden) Widerstand verursachen, und die sowohl eine genügende Stabilität, als auch zweckmässige Räumlichkeiten gewähren. Diese Formen sind als Erfahrungsresultate anzusehen, die sowohl für die Beurtheilung der bestehenden, als auch

---

Zunächst sind die Völligkeitsgrade

des Deplacements: $\frac{\mathfrak{B}_1}{L\,B\,T} = 0{\cdot}35 - 0{\cdot}64$

und des Hauptquerschnitts: $\frac{O_1}{B\,T} = 0{\cdot}6 - 0{\cdot}9$

den Umständen und dem Zwecke des Fahrzeugs gemäss anzunehmen, nämlich im Allgemeinen um so grösser, je kleiner der Tiefgang des Schiffes ist und je mehr es vorwiegend auf grosse Ladungsfähigkeit ankommt, dagegen um so kleiner, je grösser der Tiefgang ist und je mehr es vorwiegend auf grosse Geschwindigkeit der Fahrt ankommt; auch im Allgemeinen für Räderschiffe grösser als für Schraubenschiffe.

Durch die Annahme eines dieser beiden Völligkeitsgrade ist die geeignete Wahl des anderen begrenzt, wie aus den folgenden Tabellen ersichtlich ist, welche zugleich die entsprechenden Völligkeitsgrade der Schwimmfläche enthalten, nämlich die

Werthe von $\frac{F_1}{L\,B}$.

$\frac{\mathfrak{B}_1}{L\,B\,T} =$		0·64	0·63	0·62	0·61	0·60	0·59	0·58	0·57	0·56	0·55
	0·90	0·779	0·775	0·768	0·762	0·750	0·739	0·727	0·716	0·705	
	0·89	0·780	0·776	0·772	0·765	0·759	0·747	0·736	0·724	0·713	0·702
	0·88	0·781	0·777	0·773	0·769	0·762	0·756	0·744	0·733	0·721	0·710
	0·87	0·782	0·778	0·774	0·770	0·766	0·759	0·753	0·741	0·730	0·718
	0·86	0·783	0·779	0·775	0·771	0·767	0·763	0·756	0·750	0·738	0·727
	0·85	—	0·780	0·776	0·772	0·768	0·764	0·760	0·753	0·747	0·735
$\frac{O_1}{B\,T} =$	0·84	—	—	0·777	0·773	0·769	0·765	0·761	0·557	0·750	0·744
	0·83	—	—	—	0·774	0·770	0·766	0·762	0·758	0·754	0·747
	0·82	—	—	—	—	0·771	0·767	0·763	0·759	0·755	0·751
	0·81	—	—	—	—	—	0·768	0·764	0·760	0·756	0·752
	0·80	—	—	—	—	—	—	0·765	0·761	0·757	0·753
	0·79	—	—	—	—	—	—	—	0·762	0·758	0·754
	0·78	—	—	—	—	—	—	—	—	0·759	0·755
	0·77	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0·756

für den Entwurf der neu zu erbauenden Schiffe eine sichere Grund-

$\frac{O_1}{BT}=$ \ $\frac{\mathfrak{B}_1}{LBT}=$	0·54	0·53	0·52	0·51	0·50	0·49	0·48	0·47	0·46	0·45
0·88	0·699									
0·87	0·707	0·696								
0·86	0·715	0·704	0·693							
0·85	0·724	0·712	0·701	0·690						
0·84	0·732	0·721	0·709	0·698	0·687					
0·83	0·741	0·729	0·718	0·706	0·695	0·684				
0·82	0·744	0·738	0·726	0·715	0·703	0·692	0·681			
0·81	0·748	0·741	0·735	0·723	0·712	0·700	0·689	0·678		
0·80	0·749	0·745	0·738	0·732	0·720	0·709	0·697	0·686	0·675	
0·79	0·750	0·746	0·742	0·735	0·729	0·717	0·706	0·694	0·683	0·672
0·78	0·751	0·747	0·743	0·739	0·732	0·726	0·714	0·703	0·691	0·680
0·77	0·752	0·748	0·744	0·740	0·736	0·729	0·723	0·711	0·700	0·688
0·76	0·753	0·749	0·745	0·741	0·737	0·733	0·726	0·720	0·708	0·697
0·75	—	0·750	0·746	0·742	0·738	0·734	0·730	0·723	0·717	0·705
0·74	—	—	0·747	0·743	0·739	0·735	0·731	0·727	0·720	0·714
0·73	—	—	—	0·744	0·740	0·736	0·732	0·728	0·724	0·717
0·72	—	—	—	—	0·741	0·737	0·733	0·729	0·725	0·721
0·71	—	—	—	—	—	0·738	0·734	0·730	0·726	0·722
0·70	—	—	—	—	—	—	0·735	0·731	0·727	0·723
0·69	—	—	—	—	—	—	—	0·732	0·728	0·724
0·68	—	—	—	—	—	—	—	—	0·729	0·725
0·67	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0·726

$\frac{O_1}{BT}=$ \ $\frac{\mathfrak{B}_1}{LBT}=$	0·44	0·43	0·42	0·41	0·40	0·39	0·38	0·37	0·36	0·35
0·78	0·669									
0·77	0·677	0·666								
0·76	0·685	0·674	0·663							
0·75	0·694	0·682	0·671	0·660						
0·74	0·702	0·691	0·679	0·668	0·657					
0·73	0·711	0·699	0·688	0·676	0·665	0·654				
0·72	0·714	0·708	0·696	0·685	0·673	0·662	0·651			
0·71	0·718	0·711	0·705	0·693	0·682	0·670	0·659	0·648		
0·70	0·719	0·715	0·708	0·702	0·690	0·679	0·667	0·656	0·645	
0·69	0·720	0·716	0·712	0·705	0·699	0·687	0·676	0·664	0·653	0·642
0·68	0·721	0·717	0·713	0·709	0·702	0·696	0·684	0·673	0·661	0·650
0·67	0·722	0·718	0·714	0·710	0·706	0·699	0·693	0·681	0·670	0·658
0·66	0·723	0·719	0·715	0·711	0·707	0·703	0·696	0·690	0·678	0·667
0·65	—	0·720	0·716	0·712	0·708	0·704	0·700	0·693	0·687	0·675
0·64	—	—	0·717	0·713	0·709	0·705	0·701	0·697	0·690	0·684
0·63	—	—	—	0·714	0·710	0·706	0·702	0·698	0·694	0·687
0·62	—	—	—	—	0·711	0·707	0·703	0·699	0·695	0·691
0·61	—	—	—	—	—	0·708	0·704	0·700	0·696	0·692
0·60	—	—	—	—	—	—	0·705	0·701	0·697	0·693

lage bilden. Es ist aber nicht gerade nothwendig, die zu erbauenden Schiffe congruent oder geometrisch ähnlich mit den bereits

---

Die Gestalt des Hauptquerschnitts für einen gegebenen Völligkeitsgrad ist durch die Praxis ziemlich sicher festgestellt; die Ordinaten, d. h. die halben Breiten in den Höhen:

$$y = \frac{1}{4}T \qquad \frac{2}{4}T \qquad \frac{3}{4}T$$

über der Oberkante des Kiels sind aus der folgenden Tabelle zu entnehmen.

Ordinaten des Hauptquerschnitts.

$$\left(\frac{1}{2} B = 1000\right)$$

$\frac{O_1}{BT}$	$y=\frac{1}{4}T$	$y=\frac{2}{4}T$	$y=\frac{3}{4}T$	$\frac{O_1}{BT}$	$y=\frac{1}{4}T$	$y=\frac{2}{4}T$	$y=\frac{3}{4}T$
0·90	950	994	999	0·74	567	862	965
0·89	925	993	998	0·73	547	851	962
0·88	900	991	997	0·72	525	840	959
0·87	875	986	995	0·71	503	829	956
0·86	850	977	993	0·70	482	818	952
0·85	825	968	991	0·69	461	807	948
0·84	800	959	989	0·68	441	796	944
0·83	775	950	988	0·67	422	785	940
0·82	750	941	987	0·66	403	774	936
0·81	727	932	985	0·65	384	762	933
0·80	704	922	983	0·64	366	750	930
0·79	681	912	981	0·63	348	738	929
0·78	658	902	979	0·62	329	726	928
0·77	635	892	976	0·61	313	714	927
0·76	613	882	973	0·60	286	692	926
0·75	590	872	969	0·59	255	680	925

Die grösste Breite = B in der Schwimmfläche ist im Allgemeinen die grösste Breite des Schiffes überhaupt; bei den schärferen Fahrzeugen, d. h. bei den kleineren Völligkeitsgraden des Hauptquerschnitts kann es aber auch durch die Rücksicht auf eine gefällige Rundung der Schiffsseiten bedingt werden, die Breite des Hauptquerschnitts oberhalb der Schwimmfläche noch etwas über B hinaus wachsen zu lassen.

In der Gestalt der Schwimmfläche kommen grössere Abweichungen bei verschiedenen Schiffen vor, so dass dieselbe durch ihren Völligkeitsgrad nicht so fest bestimmt ist wie die Gestalt des Hauptquerschnitts. Im Allgemeinen kann man dieselbe nach einer der beiden folgenden Tabellen wenigstens vorläufig verzeichnen vorbehaltlich solcher nachträglicher Aenderungen, wodurch der Flächeninhalt F_1 möglichst wenig geändert wird. Die Tabellen enthalten die Ordinaten, d. h. die halben Breiten in den Entfernungen:



bestehenden Schiffen zu machen, sondern man kann durch ein gewisses Verfahren aus einer von den bestehenden guten Schiffs-

---

$x = \frac{1}{8} L \quad \frac{2}{8} L \quad \frac{3}{8} L \quad \frac{5}{8} L \quad \frac{6}{8} L \quad \frac{7}{8} L$

vom hintersten Perpendikel. Dabei sind Räderschiffe und Schraubenschiffe unterschieden; für gleichen Völligkeitsgrad ist die Schwimmfläche bei Ersteren am Vordertheil, bei Letzteren am Hintertheil in der Regel völliger gestaltet.

Ordinaten der Schwimmfläche für Räderschiffe.

$\left(\frac{1}{2} B = 1000\right)$

$\frac{F_1}{LB}$	$x = \frac{1}{8} L$	$x = \frac{2}{8} L$	$x = \frac{3}{8} L$	$x = \frac{5}{8} L$	$x = \frac{6}{8} L$	$x = \frac{7}{8} L$
0·78	692	937	993	991	924	591
0·77	670	930	992	988	905	560
0·76	648	923	991	984	890	539
0·75	626	916	990	980	867	518
0·74	604	909	989	976	848	497
0·73	582	902	988	972	829	476
0·72	560	895	987	968	810	455
0·71	538	887	986	964	792	434
0·70	516	879	985	960	774	413
0·69	494	870	984	956	756	392
0·68	472	861	983	952	738	370
0·67	450	852	982	948	720	350
0·66	428	843	981	943	702	330
0·65	406	834	980	938	684	310
0·64	384	825	979	933	667	289

Ordinaten der Schwimmfläche für Schraubenschiffe.

$\left(\frac{1}{2} B = 1000\right)$

$\frac{F_1}{LB}$	$x = \frac{1}{8} L$	$x = \frac{2}{8} L$	$x = \frac{3}{8} L$	$x = \frac{5}{8} L$	$x = \frac{6}{8} L$	$x = \frac{7}{8} L$
0·78	694	944	993	986	843	576
0·77	682	941	992	982	832	544
0·76	670	938	991	978	822	513
0·75	654	935	990	974	810	488
0·74	638	931	989	970	797	464
0·73	618	925	988	966	786	439
0·72	588	915	987	962	774	421

formen sehr viele andere ebenfalls gute Formen herausgestalten. Dieses Verfahren gründet sich auf die Voraussetzung, dass durch

$\frac{F_1}{L B}$	$x = \frac{1}{8} L$	$x = \frac{2}{8} L$	$x = \frac{3}{8} L$	$x = \frac{5}{8} L$	$x = \frac{6}{8} L$	$x = \frac{7}{8} L$
0·71	564	905	986	958	761	396
0·70	540	895	985	954	749	384
0·69	516	884	984	950	735	371
0·68	490	873	983	946	722	359
0·67	466	862	982	942	708	346
0·66	440	850	981	938	695	334
0·65	412	838	980	935	680	321
0·64	384	826	979	932	666	309

Nachdem der Hauptquerschnitt und die Schwimmfläche den vorstehend angeführten Regeln gemäss verzeichnet worden sind, wird der Völligkeitsgrad des Deplacements von dem beabsichtigt gewesenen und jener Verzeichnung zu Grunde liegenden Werthe nur wenig verschieden sein, wenn, durchweg stetige Uebergänge vorausgesetzt, schliesslich noch die Querschnitte in den Entfernungen

$$x = \frac{1}{8} L \quad \frac{2}{8} L \quad \frac{6}{8} L \quad \frac{7}{8} L$$

vom hintersten Perpendikel so verzeichnet werden, dass sie nahezu die in der folgenden Tabelle zusammengestellten Völligkeitsgrade erhalten; dieselben beziehen sich nicht auf das Rechteck B T, sondern auf die Rechtecke b T, unter b die Breiten der Schwimmfläche in denselben Entfernungen x vom hintersten Perpendikel verstanden.

Völligkeitsgrade der Querschnitte.

$\frac{O_1}{B T}$	$x = \frac{1}{8} L$	$x = \frac{2}{8} L$	$x = \frac{6}{8} L$	$x = \frac{7}{8} L$	$\frac{O_1}{B T}$	$x = \frac{1}{8} L$	$x = \frac{2}{8} L$	$x = \frac{6}{8} L$	$x = \frac{7}{8} L$
0·90	0·59	0·85	0·85	0·72	0·74	0·43	0·58	0·59	0·51
0·89	0·57	0·83	0·83	0·70	0·73	0·42	0·57	0·57	0·50
0·88	0·55	0·81	0·81	0·68	0·72	0·41	0·56	0·56	0·49
0·87	0·53	0·79	0·79	0·66	0·71	0·40	0·55	0·55	0·48
0·86	0·51	0·77	0·77	0·64	0·70	0·39	0·54	0·54	0·47
0·85	0·50	0·75	0·75	0·62	0·69	0·38	0·53	0·53	0·46
0·84	0·49	0·73	0·73	0·60	0·68	0·37	0·52	0·52	0·45
0·83	0·49	0·71	0·71	0·58	0·67	0·36	0·51	0·51	0·44
0·82	0·48	0·69	0·69	0·57	0·66	0·35	0·50	0·51	0·44
0·81	0·48	0·67	0·67	0·56	0·65	0·34	0·50	0·50	0·43
0·80	0·47	0·66	0·66	0·55	0·64	0·34	0·49	0·50	0·43
0·79	0·47	0·64	0·65	0·54	0·63	0·33	0·49	0·49	0·42
0·78	0·46	0·63	0·64	0·53	0·62	0·33	0·48	0·49	0·42
0·77	0·46	0·62	0·63	0·52	0·61	0·32	0·48	0·48	0·41
0·76	0·45	0·61	0·62	0·52	0·60	0·32	0·47	0·48	0·41
0·75	0·44	0·59	0·60	0·51	0·59	0·31	0·47	0·47	0·40

gleichförmige Ausdehnung oder Zusammenziehung eines gut geformten Schiffes nach seiner Länge oder nach seiner Breite oder endlich nach seiner Höhe wiederum eine gute Form entsteht.

Hierauf gründen sich die nachfolgenden Tabellen, vermittelst welchen man mit Leichtigkeit in jedem besonderen Falle die geeigneten Schiffsformen darstellen kann. Die Zahlenwerthe jeder einzelnen Tabelle sind einer bestimmten guten Schiffsform entnommen; sie drücken aber keine absoluten Grössen aus, sondern sind nur Verhältnisszahlen, durch welche, unabhängig von der Länge, Breite, Höhe des Schiffes, das Charakteristische seiner Form ausgedrückt wird. Diese Zahlenwerthe sind auf folgende Art erhalten worden.

Man denke sich die Länge des Schiffes zwischen den Perpendikeln in 20 gleiche Theile getheilt und durch diese Theilungspunkte Querschnittsebenen gelegt; denke sich ferner die der normalen Belastung entsprechende Tauchung in 6 gleiche Theile getheilt, und durch die Theilungspunkte horizontale Ebenen gelegt; denke sich endlich durch die Kiellinie eine vertikale Ebene geführt, welche das Schiff in zwei Hälften theilt. Die horizontalen Ebenen und die vertikalen Querebenen schneiden die Schiffsform nach gewissen Linien, von denen die ersteren „Wasserlinien“, die letzteren „Spanten“ genannt werden. Die Wasserlinien und Spanten durchschneiden sich in gewissen Punkten. Die ganze Breite des Schiffes = 2000 gesetzt, sind die in den Tabellen enthaltenen Zahlen die Abstände jener Punkte von der durch den Kiel gelegten Vertikalebene.

In der ersten Vertikalcolumne sind die aufeinander folgenden Querschnitte numerirt. Die Numeration beginnt (mit 0) am hin-

---

Die Wahl der angemessensten Querschnittsformen, welche diesen Völligkeitsgraden entsprechen, ist vorwiegend Sache der praktischen Erfahrung, in deren Ermangelung die Spantenrisse bewährter und ungefähr gleichen Umständen entsprechender Schiffsformen als Anhalt dienen können. Im Allgemeinen lässt sich darüber nur sagen, dass, während die Horizontalschnitte der Dampfschiffe sowohl nach dem Vordersteven als nach dem Hintersteven hin in fast gleichem Grade einen allmählig concaven Verlauf nehmen, in Betreff der Querschnitte sich dagegen das Vorderschiff und das Hinterschiff wesentlich verschieden verhalten. Während die Querschnitte des Hinterschiffes um so mehr, je näher sie dem Hintersteven liegen, gegen den Kiel scharf concav auslaufen, bleiben die Querschnitte des Vordertheils bis gegen den Vordersteven hin entweder durchaus convex oder sie laufen wenigstens in viel geringerem Grade gegen den Kiel hin allmählig concav aus. Diesem verschiedenen Verhalten entspricht der Umstand, dass nach der letzten Tabelle die Völligkeitsgrade der Querschnitte für $x = \frac{1}{8} L$ durchweg viel kleiner sind, als für $x = \frac{7}{8} L$. G.

teren Ende des Kiels und endiget (mit 20) am vorderen Ende des Schiffes. Die mit I. II. III. überschriebenen Vertikalcolumnen geben die Ordinaten der von unten nach oben gezählten Wasserlinien. Die horizontalen Zahlenreihen geben die den einzelnen Spanten entsprechenden Ordinaten. Die mit „Verdeck" überschriebene Vertikalcolumne enthält die Ordinaten für das Verdeck.

Diese Tabellen in Verbindung mit den in Nr. 337 angegebenen Verhältnisszahlen liefern in jedem besonderen Falle die dem Zwecke entsprechende Schiffsform, und man verfährt bei dem Entwurf auf folgende Weise.

Man bestimmt zuerst die 4 Hauptdimensionen, nämlich: Länge, Breite, Höhe und Tauchung des Schiffes. Eine oder zwei dieser Dimensionen werden in der Regel durch den Zweck, welchem das Schiff dienen soll, vorgeschrieben, die übrigen können nach den Verhältnissen genommen werden, welche in Nr. 337 aufgestellt wurden. Ist dies geschehen, so entscheidet man sich für die Charakteristik der Schiffsform. Die folgenden Bemerkungen können hierbei als Richtschnur dienen.

Ein Flussboot, dessen Tauchung weniger als $\frac{1}{5}$ der Breite betragen soll, muss einen flachen Boden erhalten und die Zuspitzungen des Vorder- und des Hintertheiles dürfen nicht zu scharf sein.

Ein Flussboot, dessen Tauchung $\frac{1}{5}$ oder mehr als $\frac{1}{5}$ der Breite betragen darf, muss zwar auch einen flachen Boden erhalten, die Zuspitzungen des Vorder- und Hinterschiffes dürfen aber ziemlich scharf sein.

Landseeschiffe dürfen einen etwas auf Kiel geformten Boden erhalten, und die Zuspitzungen dürfen mehr oder weniger scharf sein.

Schiffe, welche bestimmt sind, Meeresküsten zu befahren und in die Flussmündungen einzulaufen, werden im Allgemeinen wie Meerschiffe geformt, nur erhalten sie einen flachen Boden.

Hat man sich für eine bestimmte Charakteristik entschieden, so kann man die Verzeichnung des Schiffes vornehmen, wobei am bequemsten ein Maasstab dient, welcher 10tel, 100stel und 1000stel der halben Schiffsbreite gibt.

342.

Neuere Schiffsverhältnisse.

In neuerer Zeit findet man die Schiffe im Verhältniss zur Breite länger gemacht als die Regeln Nr. 337 angeben. Ich habe es jedoch vorgezogen, die früher üblich gewesenen Verhältnisse beizubehalten,

weil diese übermässig langen Schiffe grosse Widerstände verursachen, eine geringe Stabilität gewähren, geringe Festigkeit besitzen und sowohl am Vorderschiff wie am Hinterschiff Räumlichkeiten darbieten, die für die Benutzung nicht zweckmässig sind.

343.

Fluss-Schiff.

Rainbow.

(Tredgold on the Steam-Engine. Appendix A and B.)

Hinterschiff.								Vorderschiff.							
x	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	Verdeck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	Verdeck.
0	20	20	20	20	20	20	700	10	770	860	930	950	980	990	1000
1	75	110	150	200	260	336	750	11	745	850	900	940	960	980	1000
2	165	250	325	3-5	455	520	810	12	710	810	860	910	940	960	1000
3	280	400	480	530	590	640	860	13	640	750	810	845	870	900	1000
4	400	530	610	665	710	750	900	14	545	665	730	760	800	830	960
5	515	640	700	750	790	830	930	15	440	550	620	660	700	735	890
6	610	710	770	820	860	890	960	16	320	460	530	570	610	645	820
7	680	770	830	880	910	930	980	17	200	300	350	390	430	460	670
8	730	820	880	910	945	960	990	18	90	160	210	230	260	290	500
9	760	860	910	940	970	990	1000	19	30	35	55	70	80	90	270
10	770	860	930	950	980	990	1000	20	—	—	—	—	—	—	30

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L:
1. Schnitt 0·471
2. „ 0·477
3. „ 0·582
4. „ 0·621
5. „ 0·656
6. „ 0·688

Volumen des verdrängten Wassers . . . . $= 0{\cdot}525\ B\,L\,T$

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers (Nr. 356)
$$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}488\ L$$
$$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}600\ T$$

Bedingung der Stabilität (Nr. 356) . . . $e < 0{\cdot}0769 \left(\frac{B}{T}\right) B$

344.

Fluss-Schiff.

Diamond.

(Tredgold on the Steam-Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.					Vorderschiff.				
x	I.	II.	III.	Verdeck	x	I.	II.	III.	Verdeck
0	30	30	30	800	10	830	910	960	1000
1	45	100	165	850	11	810	910	950	990
2	120	230	390	900	12	760	870	930	990
3	240	400	600	930	13	680	810	870	960
4	380	590	750	930	14	570	700	780	930
5	520	700	825	970	15	440	570	650	860
6	630	790	880	990	16	310	420	500	770
7	730	840	910	990	17	200	270	340	640
8	790	880	940	990	18	110	150	200	480
9	830	910	960	1000	19	30	40	60	270
10	830	910	960	1000	20	—	—	—	30

Verhältnisse zwischen den Horizontal-schnitten und dem Rechteck B L:
- 1. Schnitt 0·452
- 2. „ 0·556
- 3. „ 0·633

Volumen des verdrängten Wassers . . . . $= 0{\cdot}441\ BLT$

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers (Nr. 356)

$$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}485\ L$$

$$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}602\ T$$

Bedingung der Stabilität (Nr. 356) . . . $e < 0{\cdot}0802 \left(\frac{B}{T}\right) B$

345.

Fluss-Schiff.

Ipswich and London.

(Tredgold on the Steam-Engine. Appendix E and F.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.
0	15	15	65	215	510	710	10	750	910	970	1000	1000	1000
1	60	140	320	600	765	780	11	725	890	960	1000	1000	1000
2	130	300	534	740	840	840	12	670	840	920	975	975	975
3	245	490	680	830	890	890	13	590	670	780	850	920	930
4	370	640	790	890	930	930	14	490	670	770	850	890	890
5	525	760	880	940	950	950	15	380	550	660	740	790	800
6	650	850	940	960	970	980	16	280	440	540	600	670	690
7	730	900	970	990	1000	1000	17	190	310	400	470	530	550
8	750	920	970	990	1000	1000	18	110	190	260	310	360	390
9	760	910	970	1000	1000	1000	19	35	80	120	155	185	200
10	750	910	970	1000	1000	1000	20	—	—	—	—	—	20

Diese Tabellenwerthe bestimmen die Form des ganzen Schiffes. Es ist nämlich das Schiff durch fünf horizontale Ebenen geschnitten, die um $\frac{1}{5}$ H von einander abstehen. Der fünfte Schnitt geht demnach durch die mittlere Höhe des Schiffes. Die normale Tauchung reicht bis an den zweiten Schnitt.

346.

Fluss-Schiff.

Red-Rower.

(Tredgold on the Steam-Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.
0	40	40	40	40	40	800	10	840	920	970	1000	1000	1000
1	50	78	135	215	310	870	11	830	910	960	990	1000	1000
2	110	160	280	410	540	910	12	780	870	940	980	1000	1000
3	178	300	440	600	700	940	13	680	800	870	935	970	990
4	310	480	600	740	830	980	14	550	700	780	850	920	970
5	470	630	750	850	900	1000	15	400	550	660	740	810	930
6	630	760	850	930	960	1000	16	260	400	510	610	680	860
7	740	840	920	970	980	1000	17	140	260	360	460	520	750
8	800	900	950	980	1000	1000	18	66	137	220	300	360	590
9	830	920	970	1000	1000	1000	19	40	50	80	120	150	340
10	840	920	970	1000	1000	1000	20	—	—	—	—	—	40

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L:

1.	Schnitt	0·409
2.	„	0·537
3.	„	0·616
4.	„	0·688
5.	„	0·733

Volumen des verdrängten Wassers . . . . = 0·523 B L T

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers (Nr. 356)
$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}497\ L$
$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}594\ T$

Bedingung der Stabilität (Nr. 356) . . . $e < 0{\cdot}0901 \left(\frac{B}{T}\right) B$

347.

Landsee-Schiff

mit ziemlich scharfen Formen, der Boden nach der Kiellinie hin geneigt.

Hinterschiff.					Vorderschiff.				
x	I.	II.	III.	IV.	x	I.	II.	III.	IV.
0	15	15	15	15	10	710	896	963	985
1	50	80	125	205	11	670	863	935	968
2	105	185	285	405	12	595	798	877	915
3	180	315	445	590	13	495	700	790	845
4	294	460	600	732	14	398	584	688	750
5	422	605	735	840	15	285	445	548	620
6	545	732	835	905	16	180	303	400	470
7	633	816	905	950	17	100	190	262	320
8	700	880	952	978	18	42	94	135	180
9	715	900	965	990	19	15	30	40	60
10	710	896	963	985	20	—	—	—	15

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L:
- 1. Schnitt 0·357
- 2. „ 0·494
- 3. „ 0·580
- 4. „ 0·637

Volumen des verdrängten Wassers . . . . = 0·434 B L T

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers (Nr. 356):
$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}475\ L$
$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}604\ T$

Bedingung der Stabilität (Nr. 356) . . . $e < 0{\cdot}0846 \left(\frac{B}{T}\right) B$

348.

Meer-Schiff.

Isis.

(Tredgold on the Steam-Engine. Appendix E and F.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.
0	30	30	30	30	30	714	10	890	975	1000	1000	1000	1000
1	80	158	248	383	580	815	11	893	980	1000	1000	1000	1000
2	180	342	522	695	810	875	12	880	975	1000	1000	1000	1000
3	300	550	738	848	900	925	13	835	960	987	1000	1000	1000
4	440	732	864	920	950	960	14	760	918	960	990	1000	1000
5	590	835	928	964	990	994	15	644	834	920	955	980	1000
6	724	890	960	988	995	1000	16	500	695	800	875	920	1000
7	794	930	978	1000	1000	1000	17	356	520	645	740	810	970
8	874	955	990	1000	1000	1000	18	195	310	430	530	620	885
9	880	974	1000	1000	1000	1000	19	55	110	180	250	330	645
10	890	975	1000	1000	1000	1000	20	—	—	—	—	—	30

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L:

1. Schnitt 0·544
2. „ 0·683
3. „ 0·759
4. „ 0·808
5. „ 0·845

Volumen des verdrängten Wassers . . . . . $= 0{\cdot}643\ B\,L\,T$

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers (Nr. 356)

$$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}494\ L$$

$$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}518\ T$$

Bedingung der Stabilität (Nr. 356) . . . $e < 0{\cdot}0958 \left(\frac{B}{T}\right) B$



349.

Meer-Schiff.

Medea.

(Tredgold on the Steam-Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.
0	30	30	30	30	30	820	10	785	945	980	990	1000	1000
1	30	75	160	336	600	880	11	790	950	980	990	1000	1000
2	70	170	355	590	785	920	12	770	940	970	990	1000	1000
3	130	320	565	760	860	945	13	700	900	965	990	995	1000
4	205	500	735	855	905	965	14	600	835	935	970	980	1000
5	305	670	850	910	940	985	15	460	720	860	940	950	1000
6	430	770	900	940	955	990	16	320	550	740	850	900	1000
7	540	840	940	960	980	1000	17	200	370	550	690	800	980
8	650	887	955	983	988	1000	18	100	190	310	440	565	910
9	730	920	970	990	1000	1000	19	40	40	60	115	200	685
10	785	945	980	990	1000	1000	20	—	—	—	—	—	40

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L:
- 1. Schnitt 0·396
- 2. „ 0·583
- 3. „ 0·692
- 4. „ 0·767
- 5. „ 0·843

Volumen des verdrängten Wassers . . . . . = 0·530 B L T

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers (Nr. 356)

$$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}533\ L$$

$$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}640\ T$$

Bedingung der Stabilität (Nr. 356) . . . $e < 0{\cdot}109 \left(\frac{B}{T}\right) B$

350.

Meer-Schiff.

Berenice.

(Tredgold on the Steam-Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.
0	—	—	—	—	—	—	10	820	930	970	990	1000	1000
1	67	110	165	220	325	480	11	810	925	965	990	1000	1000
2	145	250	350	450	570	695	12	790	920	950	980	1000	1000
3	245	410	540	635	730	810	13	730	875	920	950	980	990
4	360	555	680	765	815	880	14	640	790	860	900	930	960
5	478	690	790	840	875	920	15	515	670	760	820	860	910
6	520	780	855	895	920	950	16	380	530	610	690	750	810
7	685	835	895	930	950	970	17	230	350	430	510	570	645
8	750	870	930	960	970	985	18	90	150	210	275	330	400
9	795	905	955	980	995	1000	19	—	—	—	—	—	45
10	820	920	970	990	1000	1000	20	—	—	—	—	—	—

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L:

- 1. Schnitt 0·456
- 2. „ 0·576
- 3. „ 0·641
- 4. „ 0·689
- 5. „ 0·728
- 6. „ 0·772

Volumen des verdrängten Wassers . . . . . $= 0{\cdot}579\ B\,L\,T$

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers (Nr. 356): $\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}577\ L$, $\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}579\ T$

Bedingung der Stabilität (Nr. 356) . . . . $e < 0{\cdot}0907 \left(\frac{B}{T}\right) B$

351.

Meer-Schiff.

Cyclops.

(Tredgold on the Steam-Engine. Appendix E and F.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.
0	20	20	20	20	20	680	10	575	835	940	980	1000	1000
1	20	65	120	210	355	765	11	570	835	935	980	1000	1000
2	80	164	300	460	635	845	12	545	820	930	980	1000	1000
3	150	300	482	660	770	920	13	505	790	910	964	1000	1030
4	230	430	635	770	850	985	14	450	730	870	935	980	1132
5	320	560	740	850	910	1045	15	375	645	810	880	932	1135
6	400	665	820	900	950	1090	16	300	532	710	790	860	1080
7	465	735	865	930	970	1130	17	210	395	555	660	735	980
8	515	785	900	955	990	1150	18	120	240	360	460	550	820
9	555	810	924	965	1000	1120	19	30	90	140	200	273	530
10	575	835	940	980	1000	1000	20	—	—	—	—	—	30

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L:
- 1. Schnitt 0·321
- 2. „ 0·522
- 3. „ 0·648
- 4. „ 0·727
- 5. „ 0·788

Volumen des verdrängten Wassers . . . . $= 0{\cdot}522\ B\,L\,T$

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers (Nr. 356)
$$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}507\ L$$
$$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}613\ T$$

Bedingung der Stabilität (Nr. 356) . . . $e < 0{\cdot}102 \left(\frac{B}{T}\right) B$

352.

Meer-Schiff.

Colchis.

(Tredgold on the Steam-Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.								Vorderschiff.							
x	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	Verdeck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	Verdeck.
0	33	33	33	33	33	33	730	10	780	860	930	960	990	1000	1240
1	33	70	120	180	253	370	930	11	780	860	930	960	990	1000	1240
2	70	160	254	360	470	595	1000	12	770	860	920	960	990	1000	1000
3	152	260	415	528	650	740	1090	13	720	810	890	940	980	990	1000
4	240	410	550	660	760	840	1125	14	630	740	820	890	930	970	1000
5	375	550	680	770	850	910	1180	15	510	640	730	800	860	900	990
6	520	680	790	850	920	950	1190	16	360	500	580	680	750	800	940
7	620	770	840	900	950	980	1215	17	225	320	430	510	580	650	880
8	720	820	900	940	965	990	1230	18	70	145	250	320	400	450	730
9	770	850	920	960	990	1000	1240	19	33	33	50	85	150	190	470
10	780	860	930	960	990	1000	1240	20	—	—	—	—	—	—	33

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L:

1. Schnitt	0·419
2. „	0·518
3. „	0·600
4. „	0·714
5. „	0·722
6. „	0·767

Volumen des verdrängten Wassers . . . . . $= 0{\cdot}559\ B\,L\,T$

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers (Nr. 356)
$$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}491\ L$$
$$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}589\ T$$

Bedingung der Stabilität (Nr. 356) . . . $e < 0{\cdot}0915 \left(\frac{B}{T}\right) B$

353.

Nile-Steam-Ship.

(Tredgold on the Steam-Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.
0	30	35	40	54	90	200	10	680	870	930	960	990	1000
1	50	90	150	280	440	665	11	670	860	930	960	990	1000
2	100	210	360	560	730	840	12	670	850	930	960	990	1000
3	160	370	570	730	840	910	13	670	850	930	960	990	1000
4	240	550	720	840	910	950	14	650	840	920	950	990	1000
5	360	690	810	900	950	990	15	590	790	890	940	970	980
6	470	770	870	930	970	995	16	460	690	810	880	910	940
7	575	820	900	940	980	1000	17	290	495	640	730	780	810
8	660	850	920	945	980	1000	18	70	220	340	440	510	560
9	660	870	920	950	980	1000	19	—	—	—	—	80	150
10	680	870	930	960	990	1000	20	—	—	—	—	—	30

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L:
- 1. Schnitt 0·402
- 2. „ 0·586
- 3. „ 0·679
- 4. „ 0·746
- 5. „ 0·803
- 6. „ 0·849

Volumen des verdrängten Wassers . . . . $= 0{\cdot}606\ B\,L\,T$

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers (Nr. 356)
$$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}494\ L$$
$$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}595\ T$$

Bedingung der Stabilität (Nr. 356) . . . $e < 0{\cdot}1027\left(\frac{B}{T}\right) B$

354.

Meer- und Fluss-Schiff.

Firebrand.

(Tredgold on the Steam-Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.
0	20	20	20	20	20	770	10	410	850	990	1000	1000	1000
1	55	80	150	275	480	920	11	400	870	980	1000	1000	1000
2	70	140	320	510	730	950	12	390	860	980	1000	1000	1000
3	100	240	470	700	880	990	13	360	810	960	990	1000	1000
4	140	360	620	830	940	1000	14	300	730	930	980	990	1000
5	180	470	760	910	990	1000	15	230	630	840	920	970	1000
6	230	600	850	980	1000	1000	16	160	470	670	800	880	990
7	300	700	900	990	1000	1000	17	100	280	470	610	710	960
8	350	790	950	1000	1000	1000	18	50	125	230	350	440	860
9	390	820	980	1000	1000	1000	19	—	—	—	70	120	620
10	410	850	990	1000	1000	1000	20	—	—	—	—	—	20

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L:
- 1. Schnitt 0·211
- 2. „ 0·492
- 3. „ 0·653
- 4. „ 0·746
- 5. „ 0·807

Volumen des verdrängten Wassers . . . . $= 0{\cdot}480\ BLT$

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers (Nr. 356)

$$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}515\ L$$
$$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}664\ T$$

Bedingung der Stabilität (Nr. 356) . . . $e < 0{\cdot}121 \left(\frac{B}{T}\right) B$

355.

Verzeichnung der Schiffsformen vermittelst der Quadranten-Methode.
Tafel XXXVIII.

Die Methoden, welche bisher zur Verzeichnung der Schiffsformen ersonnen wurden, und nach welchen die Schiffsrisse wirklich gemacht werden, beruhen in der Regel auf gewissen graphischen Interpolationen oder Senteneintheilungen. Eine der besseren dieser Methoden ist die folgende sogenannte Quadranten-Methode. Nach diesem Verfahren verzeichnet man zuerst mit Benutzung einer Modellzeichnung eines Schiffes oder vermittelst der Tabellenwerthe No. 343 bis 354

a) den Längenschnitt des Schiffes (Fig. 1) und theilt die Länge vom Hintersteven bis zur Spitze des Vorderstevens in 20 gleiche Theile;
b) den Grundriss des Verdecks (Fig. 3);
c) den Hauptspant Nr. 10 des Schiffes (Fig. 2);
d) die Spanten, welche den Theilungspunkten 0, 1, 5 des Hinterschiffes, und die Spanten, welche den Theilungspunkten 15 und 19 des Vorderschiffes entsprechen.

Nach diesen Vorbereitungen ergeben sich die übrigen Spanten durch folgendes Verfahren:

Man theilt die 1te, 10te und 19te Spante (Fig. 2) in so viele gleiche Theile, als die Anzahl der Punkte beträgt, die von jeder Spante bestimmt werden sollen (in der Zeichnung sind 10 Theile angenommen), und verbindet die correspondirenden Punkte wie a und b, a_1 und b_1 durch gerade Linien, so sind dies die Senten.

Um nun die Punkte zu finden, in welchen die Sente a b von den Spanten geschnitten wird, verzeichne man einen Quadranten (Fig. 4) und theile denselben in 9 gleiche Winkel, nehme hierauf die Länge a b (Fig. 2) und trage sie nach $\alpha\,\beta$ (Fig. 4) auf, nehme ferner die Länge a c (Fig. 2), die dem Punkt entspricht, in welchem die Sente a b von der 5ten Spante geschnitten wird, und suche in Fig. 4 in dem Radius Nr. 5 den Punkt γ, dessen Entfernung von der Linie α 1 gleich a c ist.

Verzeichnet man nun einen Kreisbogen $\beta\,\gamma\,\delta$, dessen Mittelpunkt o in der abwärts verlängerten Richtung von $\beta\,\alpha$ liegt und welcher durch die Punkte β und γ geht, so scheidet derselbe die Radien, durch welche man den Quadranten (Fig. 4) getheilt hat, in einer Folge von Punkten, und wenn man die zu $\gamma\,\varepsilon$ parallelen Ordinaten dieser Durchschnittspunkte auf die Sente a b (Fig. 2) von a an

aufträgt, so erhält man die Punkte, in welchen diese Sente a b von sämmtlichen Spanten geschnitten wird.

Wiederholt man die gleiche Construction mit jeder der übrigen Senten des Hinterschiffes und auch in Fig. 5 mit jeder Sente des Vorderschiffes, so ergeben sich die Punkte, in welchen sämmtliche Senten von sämmtlichen Spanten geschnitten werden, und wenn man endlich die Punkte, welche jeder Spante entsprechen, vermittelst einer elastischen Feder durch eine stetige Linie verbindet, so erhält man den vollständigen Spantenriss.

Ist einmal der Spantenriss verzeichnet, so unterliegt es keiner Schwierigkeit, im Grundriss des Schiffes eine beliebige Anzahl von Horizontalschnitten darzustellen, oder überhaupt ein beliebiges System von Schnittlinien zu verzeichnen.

356.

Regeln zur Berechnung

a) des Volumens des verdrängten Wassers; b) des Schwerpunktes desselben; c) des Ortes, nach welchem der Schwerpunkt der Maschinen fallen muss, damit das Schiff überall gleich tief taucht; d) der Stabilität des Schiffes.

1) Berechnung des Flächeninhaltes eines Horizontalschnittes.

Nennt man:

$y_0, y_1, y_2 \dots y_{20}$ die Tabellenwerthe, welche dem zu berechnenden Horizontalschnitt entsprechen,

F den Flächeninhalt desselben,

$\frac{F}{BL} = f$ das Verhältniss zwischen dem Flächeninhalt F und jenem des der Schwimmfläche umschriebenen Rechteckes,

so ist:

$$f = \frac{1}{20000}\left[\frac{1}{2}(y_0 + y_{20}) + y_1 + y_2 + \dots + y_{19}\right]$$

2) Volumen des verdrängten Wassers bei gegebener Tauchung.

Nennt man:

n die Anzahl der Horizontalschnitte, welche durch den eingetauchten Theil gelegt sind,

$f_1, f_2 \dots f_n$ die nach Regel (1) berechneten Verhältnisse zwischen den Flächeninhalten der Horizontalschnitte und dem Flächeninhalt des Rechteckes B L,

$\mathfrak{V}_1$ das Volumen des verdrängten Wassers, so ist:

$$\frac{\mathfrak{V}_1}{L\,B\,T} = \frac{1}{n}\left(f_1 + f_2 + \ldots + f_{n-1} + \frac{1}{2}\,f_n\right)$$

3) Höhe des Schwerpunktes der verdrängten Flüssigkeit über der Kiellinie.

Bezeichnet man diese Höhe mit $\left(\frac{y}{W}\right)$ und behält die vorigen Bezeichnungen bei, so ist:

$$\frac{\left(\frac{y}{W}\right)}{T} = \frac{1}{4\,n}\,\frac{\frac{1}{3}\,f_1 + (2n-1)\,f_n + 4\,f_1 + 8\,f_2 + 12\,f_3 + \ldots + 4\,(n-1)\,f_{n-1}}{f_1 + f_2 + \ldots + f_{n-1} + \frac{1}{2}\,f_n}$$

Nach den Beispielen Nr. 343 bis 354 ist sowohl für Fluss- wie für Meer-Dampfschiffe im Mittel:

$$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}60\ T$$

4) Flächeninhalt eines Querschnittes des verdrängten Wassers.

Nennt man:

$z_1,\ z_2,\ z_3 \ldots z_n$ die Tabellenwerthe, welche dem zu berechnenden Querschnitt entsprechen,

q das Verhältniss zwischen dem zu berechnenden Flächeninhalt und dem Rechteck $B\,T$,

so ist:

$$q = \frac{1}{2000}\,\frac{1}{n}\left[z_n + 2\,(z_1 + z_2 + \ldots + z_{n-1})\right]$$

5) Horizontalabstand des Schwerpunktes des verdrängten Wassers von dem hintern Endpunkt des Kiels.

Nennt man:

$\left(\frac{x}{W}\right)$ den zu berechnenden Horizontalabstand,

$q_0,\ q_1,\ q_2 \ldots q_{19}$ die nach Regel (4) berechneten Verhältnisse zwischen den Flächeninhalten sämmtlicher Querschnitte und dem Rechteck $B\,T$, so ist:

$$\frac{\left(\frac{x}{W}\right)}{L} = \frac{1}{1600}\,\frac{L\,B\,T}{\mathfrak{V}_1}\left(q_0 + 4\,q_1 + 8\,q_2 + 12\,q_3 + \ldots + 76\,q_{19}\right)$$

Nach den Beispielen Nr. 343 bis 354 ist im Mittel:

$$\left(\frac{x}{W}\right) = \begin{cases} 0.485 \text{ L für Fluss-Dampfschiffe} \\ 0.515 \text{ L für Meer-Dampfschiffe.} \end{cases}$$

6) Schwerpunkt des Schiffes mit Ausrüstung, aber ohne Maschinen und ohne Kessel.

Das Gewicht des Baues und die Coordinaten des Schwerpunktes können nur allein, nachdem der Entwurf beendigt ist, nach den gewöhnlichen allgemeinen Regeln berechnet werden.

Es seien $\left(\frac{x}{S}\right)$ und $\left(\frac{y}{S}\right)$ die so berechneten Coordinaten in Bezug auf den hinteren Endpunkt des Kiels.

7) Bedingung der Stabilität des Schiffes.

Nennt man:

Σy^3 die Summe der dritten Potenzen der Tabellenwerthe, welche der Schwimmfläche entsprechen,

e die Höhe des Schwerpunktes des ganzen Baues mit Einschluss der Maschinen über dem Schwerpunkt des verdrängten Wassers*),

so ist die Bedingung der Stabilität:

$$\frac{L\, B^3\, \Sigma\, y^3}{240\,000\,000\,000} > e\,\mathfrak{W}_1$$

8) Der Ort, an welchem die Maschinen mit Kessel aufgestellt werden müssen, damit das Schiff überall gleich tief taucht.

Nennt man:

S das Gewicht des Schiffes sammt Ausrüstung, jedoch ohne Maschinen und ohne Kessel,

$\left(\frac{x}{S}\right)$ den Horizontalabstand des Schwerpunktes von S von dem hinteren Endpunkt des Kiels,

M das Gewicht der Maschinen sammt Kessel,

$\left(\frac{x}{M}\right)$ den Horizontalabstand des Schwerpunktes von M von dem hinteren Endpunkt des Kiels,

---

*) Der Schwerpunkt des belasteten Schiffes liegt bei Kriegsschiffen nahe in der Schwimmfläche. Bei Handelsschiffen ist seine Lage von der Art der Ladung abhängig, im Durchschnitt kann er aber in der Mitte des Schiffshöhe H liegend angenommen werden, welche bei Flussdampfern = 0·5 B, bei Meerdampfern = (0·6 — 0·75) B zu sein pflegt. G.

$W = S + M$ und $\left(\frac{x}{W}\right)$ das Gewicht des bei voller Belastung des Schiffes verdrängten Wassers und den Horizontalabstand seines Schwerpunktes von dem hintern Endpunkt des Kiels, so ist:

$$\left(\frac{x}{M}\right) = \frac{W\left(\frac{x}{W}\right) - S\left(\frac{x}{S}\right)}{M}$$

357.

Die Schraube als Treibapparat.

Taf. XXXVII, Fig. 5 und 6.

Die folgenden Resultate sind das Ergebniss einer theoretischen Untersuchung und bedürfen noch der Bestätigung oder wahrscheinlich einer Berichtigung durch die Erfahrung.

Bezeichnet man mit:

R den äusseren Halbmesser des Schraubenrades,

α den Winkel, welchen die Schraubenlinie am äusseren Umfange des Rades mit einer zu dessen Axe senkrecht gelegten Ebene bildet,

$o = R^2 \pi$ den Flächeninhalt der Projektion des Schraubenrades auf eine die Axe des Rades senkrecht durchschneidende Ebene,

$k = 102$ einen Coeffizienten zur Bestimmung des Druckes der Schraube gegen das Wasser,

n die Anzahl der Umdrehungen der Schraube per 1 Minute,

N die nominelle Pferdekraft der das Schraubenrad treibenden Maschinen,

$O = B\,T$ das Produkt aus der Breite des Schiffes in die Tauchung,

U die relative Geschwindigkeit des Schiffes gegen das Wasser,

B, L, T die Breite, Länge und Tauchung des Schiffes,

$K = 0{\cdot}1\left(1 + e^{-\frac{N}{165}}\right)\left(\frac{2}{3}\,\frac{L}{T} + 2\,\frac{L}{B}\right)$ einen Coeffizienten zur Bestimmung des Schiffswiderstandes,

$\varphi(\alpha) = 1 + 2\,\mathrm{tang}^2\alpha\,\mathrm{lognat}(\sin\alpha)$ eine Funktion des Winkels α, die zur Berechnung der Wirkung der Schraube dient.

Für α =	20^0	25^0	30^0	35^0
ist $\varphi(\alpha)$ =	0·716	0·625	0·538	0·455

Annähernd kann innerhalb dieser Grenzen von α auch gesetzt werden: $\varphi(\alpha) = 1 - 0{\cdot}015\,\alpha^0$

Dies vorausgesetzt hat man zur Bestimmung von N und n folgende Ausdrücke:

$$N = \frac{K O U^3}{75}\left(1 + \sqrt{\frac{K}{k}\frac{O}{o}\frac{1}{\varphi(\alpha)}}\right)$$

$$n = \frac{60}{2\pi} U \frac{1 + \sqrt{\frac{K}{k}\frac{O}{o}\frac{1}{\varphi(\alpha)}}}{R \operatorname{tang} \alpha}$$

Die Bedingungen der vortheilhaftesten Wirkung einer Schraube wären

$$o = \infty \qquad n = \infty \qquad \alpha = 0$$

sind also nicht realisirbar.

Befriedigende Leistungen können nur bei tiefgehenden Meerschiffen erzielt werden. Für Meerschiffe ist im Durchschnitt zu setzen:

$$K = 4 \qquad k = 102 \qquad \alpha = 25^0 \qquad \varphi(\alpha) = 0{\cdot}625$$
$$R = 0{\cdot}5\ T = 0{\cdot}2\ B \qquad o = 0{\cdot}126\ B^2 \qquad O = B\ T = 0{\cdot}4\ B^2$$

und dann findet man:

$$N = 0{\cdot}077\, O\, U^3$$
$$n = 148 \frac{U}{B}$$

Dieser Werth von N stimmt beinahe mit jenem überein, der für Schaufelräder gilt*).

*) Bei dem schwankenden Verhältniss der Nominal-Pferdestärke N zur indicirten Pferdestärke N_i oder zur Nutz-Pferdestärke N_n ist es vorzuziehen, eine der Letzteren zu den Dimensionen und zur Geschwindigkeit des Schiffes in Beziehung zu setzen, wie es auch vom Verfasser im 3. Bande seines Werkes „der Maschinenbau" geschieht, aber unter Benutzung einer Formel für den Schiffswiderstand, welche aus der in Nr. 340 angeführten Formel unter Voraussetzung eines constanten Verhältnisses $\frac{N_n}{N} = 1{\cdot}5$ abgeleitet wird.

Gemäss der Anmerkung zu Nr. 340 hat man, wenn

$W = \varrho O_1 U^2$ den Schiffswiderstand,

η den Wirkungsgrad der Schraube,

$\eta_1 = 0{\cdot}4$ bis $0{\cdot}6$ den Wirkungsgrad der Maschine $= \frac{N_n}{N_i}$ bedeutet,

$$N_i = \frac{W U}{75\, \eta \eta_1} = \frac{\varrho}{75\, \eta \eta_1} O_1 U^3$$

worin ϱ nach der ebendaselbst angegebenen Formel zu berechnen ist.

Die vom Verfasser angegebenen theoretischen Formeln für die Wirkung der

358.

Die Turbine als Treibapparat.

Taf. XXXVII, Fig. 7 und 8.

Die nachfolgenden Resultate sind das Ergebniss einer theoretischen Untersuchung, und bedürfen wahrscheinlich einer Berichtigung.

Es sei Taf. XXXVII, Fig 7 und 8:

R_1 der äussere, R_2 der innere, $R = \frac{R_1 + R_2}{2}$ der mittlere — Halbmesser der Turbine,

$(R_1^2 - R_2^2)\,\pi = o$ der Flächeninhalt des Turbinenrades,

β der Winkel, unter welchem die Schaufelflächen in einer Entfernung R von der Axe die Ebene des Rades durchschneiden, an welcher das Wasser in das Rad eintritt,

γ der Winkel, unter welchem die Schaufelflächen in einer Entfernung R von der Axe die Ebene des Rades durchschneiden, an welcher das Wasser aus dem Rade tritt,

B, L, T die Breite, Länge, Tauchung des Schiffes,

$B\,T = O$ das Produkt aus der Breite des Schiffes in die Tauchung,

$K = 0{\cdot}1\left(1 + e^{-\frac{N}{165}}\right)\left(\frac{2}{3}\frac{L}{T} + 2\,\frac{L}{B}\right)$ Coeffizient zur Bestimmung des Schiffswiderstandes,

---

Schraube als Treibapparat beruhen auf der Annahme, dass das Wasser am Hintertheil des Schiffes, wo sich die Schraube befindet, ohne Bewegung sei. Ist aber

C die mittlere Geschwindigkeit des mit der Schraube in Berührung kommenden Wassers im Sinne von U,

V die Umfangsgeschwindigkeit der Schraube,

so ergiebt sich das Verhältniss der Ganghöhe der Schraube zu dem Wege, welchen das Schiff während einer Umdrehung der Schraube durchläuft

$$\frac{V \operatorname{tg} \alpha}{U} = 1 - \frac{C}{U} + \sqrt{\frac{\varrho\, O_1}{k\, o}\,\frac{1}{\varphi(\alpha)}}$$

Dabei ist o nur etwa $= 0{\cdot}45\,\pi\,R^2$ zu setzen (Anmerk. zu Nr. 337), wogegen dann k etwas > 102 gesetzt werden kann, etwa $k = 120$ entsprechend einem Widerstandscoeffizienten m im Sinne von Nr. 174:

$$m = 0{\cdot}0196\;k = 2{\cdot}35 \text{ (siehe Nr. 340, Anmerkung).}$$

Bei der schwankenden, von der Form des Hinterschiffes abhängigen und einer theoretischen Beurtheilung unzugänglichen Grösse von $\frac{C}{U}$ entzieht sich auch

$k = \frac{1000}{g} = 102$ Coeffizient zur Bestimmung des Druckes der Schaufeln gegen das Wasser,

U die relative Geschwindigkeit des Schiffes gegen das Wasser,

n Anzahl der Umdrehungen der Turbine per 1 Minute,

N die nominelle Pferdekraft der Maschinen, welche die Turbine umtreiben.

Dies vorausgesetzt hat man zur Bestimmung der Grössen β, n, N folgende Gleichungen:

---

das ebenso schwankende Verhältniss $\frac{V \operatorname{tg} \alpha}{U}$ der theoretischen Bestimmung; nach Versuchen ist im Durchschnitt:

$$\frac{V \operatorname{tg} \alpha}{U} = 1{\cdot}2$$

Der Wirkungsgrad η der Schraube ist $< \frac{U}{V \operatorname{tg} \alpha}$ besonders wegen der Reibung am Wasser. Setzt man nach Schätzung im Mittel:

$$\eta = \frac{2}{3},\ \eta_1 = \frac{1}{2},\ \text{so wird: } N_1 = \frac{\varrho}{25}\ O_1\ U^3$$

Nach Versuchen, welche in den Jahren 1843—1850 mit 21 verschiedenen Schraubenschiffen der englischen Marine und 26 verschiedenen Schrauben angestellt wurden (Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. V, pag. 100), ergab sich das Verhältniss zwischen N_1 und $O_1\, U^3$ zwischen weiten Grenzen schwankend, im Mittel aber (reducirt auf Metermass):

$$N_1 = 0{\cdot}19\ O_1\ U^3$$

Danach wäre mit $\eta\, \eta_1 = \frac{1}{3}$ für die fraglichen Schiffe im Durchschnitt:

$$\varrho = 25 \times 0{\cdot}19 = 4{\cdot}75$$
$$m = 0{\cdot}0196 \times 4{\cdot}75 = 0{\cdot}093$$

Im Mittel war ferner:

$$O_1 = 3{\cdot}4\, \pi R^2,\ \alpha = 19^0\ 40',\ \text{also } \varphi(\alpha) = 0{\cdot}721$$

Damit und mit $k = 120$, $o = 0{\cdot}45\, \pi R^2$ ergiebt sich nach der theoretischen Formel:

$$\frac{V \operatorname{tg} \alpha}{U} = 1{\cdot}644 - \frac{C}{U}$$

Den Messungen zufolge war im Mittel:

$$\frac{V \operatorname{tg} \alpha}{U} = 1{\cdot}192,\ \text{folglich } \frac{C}{U} = 0{\cdot}45$$

Hieraus lässt sich schliessen, dass die eigene Bewegung des Wassers hinter dem Schiffe von wesentlichem Einflusse auf die Wirkung der Schraube sein muss.

G.

$$\sin \beta = \frac{\sin \gamma}{1 + \frac{K\,O}{k\,o}}$$

$$n = \frac{30}{\pi} \; \frac{U}{R \operatorname{tang} \beta}$$

$$N = \frac{K\,O\,U^3}{75} \; \frac{\operatorname{tang} \frac{1}{2} (\beta + \gamma)}{\operatorname{tang} \beta}$$

Die Bedingungen der bestmöglichen Wirkung der Turbine wären:

$$\beta = \gamma = 0 \qquad o = \infty \qquad n = \infty$$

sind also nicht realisirbar.

Befriedigende Leistungen des Apparats sind nur bei tief tauchenden Meerschiffen zu erwarten. Für solche Schiffe ist zu setzen:

$$K = 4 \qquad R_1 = \frac{1}{2}\, T = 0{\cdot}2\ B \qquad o = 0{\cdot}0945\ B^2$$

$$k = 102 \qquad R_2 = \frac{1}{2}\, R_1 = 0{\cdot}1\ B \qquad O = 0{\cdot}4\ B^2$$

$$R = \frac{1}{2}\,(R_1 + R_2) = 0{\cdot}15\ B$$

Für $\gamma = 45^0$ wird: $\beta = 37^0 20'$, $n = 83 \frac{U}{B}$, $N = 0{\cdot}061\ O\ U^3$

Für $\gamma = 30^0$ wird: $\beta = 25^0 24'$, $n = 134 \frac{U}{B}$, $N = 0{\cdot}059\ O\ U^3$ *)

---

*) Turbinenschiffe anderer Art sind seit 1851 (durch *Ruthven* in Greenock und *Seydell* in Stettin) in kleineren Verhältnissen, neuerdings aber auch in grösserem Massstabe zur praktischen Ausführung gekommen, welche ihrem wesentlichen Wirkungsprinzip gemäss als Reactionspropeller-Schiffe bezeichnet werden können. Bei denselben wird von einer Kreiselpumpe oder umgekehrten Turbine mit vertikaler Axe das Wasser durch Oeffnungen im Schiffsboden angesaugt und in zwei Druckröhren getrieben, welche in der Gegend des Hauptquerschnitts innerhalb der Schiffswand bis zur Wasserfläche beiderseits hinaufgeführt sind, und aus welchen ausserhalb des Schiffes das Wasser nach hinten zu ausfliesst, so dass der vorwärts gerichtete Reactionsdruck als treibende Kraft wirkt. Zum Zweck des Wendens oder Rückwärtsfahrens kann man das Wasser an einer oder an beiden Seiten auch vorwärts ausfliessen lassen. Bezeichnet:

A die Summe der Mündungsquerschnitte beider Druckröhren,

V die relative Ausflussgeschwindigkeit des Wassers in diesen Mündungen,

359.

Schwingende Bewegungen eines Schiffes.

a) Vertikal-Oscillationen des Schwerpunktes.

Nennt man:
f B L den Flächeninhalt der Schwimmfläche,
α B L T das Volumen des verdrängten Wassers,

ϑ den Widerstandscoeffizienten für die Bewegung des Wassers in der Kreiselpumpe und den Druckröhren, bezogen auf die Geschwindigkeit V,
m $= 0{\cdot}0196\ \varrho$ den Widerstandscoeffizienten des Schiffes (Nr. 340, Anmerk.),
η den Wirkungsgrad des Treibapparats mit Rücksicht auf die hydraulischen Widerstände und die absolute Geschwindigkeit $= V - U$ des ausfliessenden Wassers,
η_1 den Wirkungsgrad der Maschinen mit Rücksicht auf ihre eigenen Reibungswiderstände und die Zapfenreibung der Kreiselpumpe,
L, B, T, U und O_1 siehe Nr. 336, $x = \frac{V}{U}$,
so ist die indicirte Pferdestärke der Maschinen:

$$N_i = \frac{\varrho\, O_1\, U^3}{75\, \eta\, \eta_1}$$

$$\eta = \frac{2\,(x-1)}{(1+\vartheta)\,x^2-1}; \quad A = \frac{1}{2}\,\frac{m\, O_1}{x\,(x-1)}$$

$$\eta = \max. = 1 - \sqrt{\frac{\vartheta}{1+\vartheta}} \text{ für } x = 1 + \sqrt{\frac{\vartheta}{1+\vartheta}}$$

Aus den Resultaten der im Jahre 1867 ausgeführten Probefahrten mit der Waterwitch, einem Kanonenboot der englischen Marine und dem grössten Schiffe, welches bisher mit einem solchen Treibapparat versehen wurde:

$L = 49{\cdot}4$ Mtr., $B = 9{\cdot}75$ Mtr., $T = 3{\cdot}42$ Mtr.
$O_1 = 32{\cdot}24$ Quadratmtr., $A = 0{\cdot}557$ Quadratmtr.
Querschnitt der Druckröhren $= \frac{25}{16} \times$ Mündungsquerschnitt,
Durchmesser der Kreiselpumpe $= 4{\cdot}4$ Mtr.,
$U = 4{\cdot}76$ Mtr. pro Sek. bei $N_i = 777$

lässt sich entnehmen: $x = 2{\cdot}03$ und $\eta\,\eta_1 = 0{\cdot}219$
entsprechend: $\eta = 0{\cdot}459$ und $\eta_1 = 0{\cdot}477$ für $\vartheta = \frac{1}{3}$.

Mit $\vartheta = \frac{1}{3}$ wäre:

$$\eta = \max. = 0{\cdot}5 \text{ für } x = \frac{V}{U} = 1{\cdot}5 \text{ und } A = \frac{2}{3}\, m\, O_1.$$

Indessen ist es vorzuziehen, x etwas grösser zu nehmen, weil dadurch η nur wenig, dagegen A und entsprechend der ganze Treibapparat erheblich kleiner wird. Insbesondere

so ist (g = 9·81) die Zeit einer Vertikal-Oscillation des Schiffes:

$$\mathfrak{T} = \pi \sqrt{\frac{\alpha}{f} \frac{T}{g}}$$

b) Oscillation des Schiffes um eine durch den Schwerpunkt gehende mit der Kiellinie parallele Axe (Schlingern).

Nennt man:

μ das Trägheitsmoment der Schwimmfläche in Bezug auf ihre Längenaxe,

λ das Trägheitsmoment des ganzen Baues mit Maschinen, Kessel und Ausrüstung in Bezug auf die durch den Schwerpunkt gehende mit der Kiellinie parallele Axe,

γ das Gewicht von einem Cubikmeter Wasser,

e die Höhe des Schwerpunktes des Baues über dem Schwerpunkt des verdrängten Wassers,

$\mathfrak{V}_1$ das Volumen des verdrängten Wassers,

so ist die Zeit einer Oscillation:

$$\mathfrak{T} = \pi \sqrt{\frac{\lambda}{\gamma(\mu - e\,\mathfrak{V}_1)}}$$

c) Oscillation um eine durch den Schwerpunkt des Baues gehende auf der Kiellinie senkrechte Queraxe (Stampfen).

Es sei:

μ_1 das Trägheitsmoment der Schwimmfläche in Bezug auf ihre Queraxe,

λ_1 das Trägheitsmoment des Baues in Bezug auf die durch den Schwerpunkt des Baues gehende Queraxe,

γ, e und $\mathfrak{V}_1$ wie oben,

so ist die Schwingungszeit:

$$\mathfrak{T} = \pi \sqrt{\frac{\lambda_1}{\gamma(\mu_1 - e\,\mathfrak{V}_1)}}$$

---

mit $\vartheta = \frac{1}{8}$ und $x = \frac{V}{U} = 2$ wird $\eta = 0{\cdot}46$ und $A = \frac{1}{4}$ m O_1.

Bei zwei zur Vergleichung in fast derselben Grösse und Form gebauten und gleichzeitig probirten Zweischraubenschiffen wurde $\eta\,\eta_1$ im Mittel um 17 % grösser gefunden, als bei der Waterwitch; auch gebrauchte Letztere bei dem Vorwärtsausströmen des einen und Rückwärtsausströmen des anderen Wasserstrahls doppelt so viel Zeit zum Wenden wie die Zweischraubenschiffe bei dem Vorwärtsgang der einen und Rückwärtsgang der anderen Schraube. G.

360.

Regeln für Watt'sche Schiffsmaschinen.

Cylinder.

Spannung des Dampfes im Cylinder per 1 Quadratmeter	= 8330 Kilg.
D Durchmesser eines Dampfcylinders in Metern	$= 0{\cdot}11\,(1 + \sqrt{N})$
l Länge des Kolbenschubes	$= 1{\cdot}1$ D
Querschnitt der Dampfkanäle $\left(O = \frac{\pi}{4} D^2\right)$.	$= \frac{1}{30}$ O bis $\frac{1}{20}$ O
Breite der Dampfkanäle	= 0·36 D
Durchmesser der Kolbenstange	= 0·10 D

Luftpumpe.

Durchmesser der Luftpumpe	= 0·57 D
Kolbenschub der Luftpumpe	$= \frac{1}{2}$ l = 0·55 D
Ventil-Oeffnungen { Höhe	= 0·13 D
Ventil-Oeffnungen { Breite	= 0·50 D
Durchmesser der Kolbenstange	= 0·06 D

Speisepumpen.

Durchmesser einer Pumpe	= 0·11 D
Kolbenschub	$= \frac{1}{2}$ l = 0·55 D

Traversen.

a) Für den Dampfcylinder und für die Triebstange.

Länge der Traverse	= 1·55 D
Durchmesser der Zapfen an der Traverse	= 0·10 D
Höhe der Traverse in der Mitte	= 0·27 D
Dicke der Traverse	= 0·09 D

b) Für die Luftpumpe.

Länge der Traverse	= 1·55 D
Durchmesser der Zapfen	= 0·06 D
Höhe der Traverse (in der Mitte)	= 0·19 D
Dicke der Traverse (in der Mitte)	= 0·06 D
Metalldicke der Hülse	= 0·03 D

Triebstangen.

Länge der Hängestangen	= 2·20 D
Durchmesser in der Mitte	= 0·10 D
Länge der Triebstange	= 2·60 D
Durchmesser in der Mitte	= 0·14 D

Die Balanciers.

Länge eines Balanciers = 3·14 l	= 3·45 D
Höhe in der Mitte	= 0·65 D
Dicke der Nerve	= 0·04 D
Durchmesser des Drehungszapfens	= 0·19 D

Die Kurbel.

Durchmesser des Kurbelzapfens	= 0·14 D
Durchmesser der Kurbelwelle	= 0·22 D
Halbmesser der Kurbel	= 0·55 D

ELFTER ABSCHNITT.

Arbeitsmaschinen und Fabrikation.

Die Ramm-Maschine.

361.

Bezeichnungen.

(Längeneinheit 1 Centimeter, Gewichtseinheit 1 Kilogramm.)

Q das Gewicht des Rammblockes,
q das Gewicht des Pfahles,
h Fallhöhe des Blockes,
a Querschnitt des Pfahles,
l Länge des Pfahles,
ε Modulus der Elastizität des Holzes, aus welchem der Pfahl besteht,
s das Vordringen des Pfahles bei einem Schlage,
γ das Gewicht von einem Kubikcentimeter Holz,
R das Tragungsvermögen des Pfahles per 1 Quadratcentimeter seines Querschnittes,
a R das totale Tragungsvermögen des Pfahles oder der totale Widerstand, welchen das Erdreich dem weiteren Vordringen des Pfahles entgegensetzt, wenn derselbe beim letzten Schlag um s eingedrungen ist.

362.

Das Tragungsvermögen eines Pfahles.

Wenn das Einrammen eines Pfahles so lange fortgesetzt wird, bis derselbe beim letzten Schlag um s eindringt, so ist das Tragungsvermögen a R des Pfahles nach diesem Schlag:

$$a R = a \left\{ - \frac{s \varepsilon}{l} + \left(Q + \frac{1}{2} q\right) \frac{1}{a} + \sqrt{\frac{2 \varepsilon}{a l} \left[\frac{Q^2}{Q + q} h + (Q + q) s\right] + \left[\frac{s \varepsilon}{l} - \left(Q + \frac{1}{2} q\right) \frac{1}{a}\right]^2} \right\}$$

Ist das Einrammen so lange fortgesetzt worden, bis das Eindringen ganz aufhört, so ist das Tragungsvermögen des Pfahls:

$$a R = \left(Q + \frac{1}{2} q\right) + a \sqrt{\frac{3 \varepsilon}{a l} \left(\frac{Q^2}{Q + q}\right) h + \frac{1}{a^2} \left(Q + \frac{1}{2} q\right)^2}$$

363.

Verhältniss zwischen der Grösse eines Pfahles und dem Gewicht des Blockes.

Wenn ein Pfahl so stark in die Erde getrieben werden soll, dass jeder Quadratcentimeter des Querschnittes eine Last R zu tragen vermag, muss das Einrammen mit einem Block geschehen, dessen Gewicht zu jenem des Pfahles in einem gewissen Verhältniss steht, welches durch folgenden Ausdruck annähernd bestimmt wird, vorausgesetzt, dass beim Einrammen so lange fortgefahren wird, bis der Pfahl nicht mehr weiter eindringt:

$$\frac{Q}{q} = \frac{R^2}{4 \varepsilon \gamma h} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{8 \varepsilon h q}{a l R^2}}\right) \text{*)}$$

---

*) Bei der Entwickelung der Formeln von Nr. 362 und 363 ist der Arbeitsverlust durch den Stoss so in Rechnung gebracht worden, als ob die ganze Masse des Pfahls gleichzeitig die durch den Stoss verminderte Geschwindigkeit des Rammblockes annähme. Wenn man dagegen annimmt, dass in dem Augenblicke, in welchem der Kopf des Pfahls mit dem Blocke gleiche Geschwindigkeit erhalten hat, die Geschwindigkeit an der Pfahlspitze, wo der Widerstand a R angreifend gedacht wird, noch = Null und in den übrigen Theilen des Pfahls ihren Abständen von der Spitze proportional ist, wenn man ferner das Tragungsververmögen des Pfahls

$$T = a R - q$$

setzt und Glieder von untergeordneter Grösse vernachlässigt, so findet man für das Tragungsvermögen die Gleichung:

$$\frac{T}{q} = \frac{\varepsilon s}{\gamma l^2} \left(-1 + \sqrt{1 + 2 \frac{\gamma l^2}{\varepsilon s} \frac{Q^2}{\left(Q + \frac{1}{3} q\right) q} \frac{h}{s}}\right)$$

Pochwerke.

364.

Bezeichnungen.

R Halbmesser des Theilrisses des Daumenringes,
i Anzahl der Daumen für einen Stempel,
m Anzahl der Stempel des Pochwerkes,
n Anzahl der Umdrehungen der Daumenwelle per 1 Minute,
h Hubhöhe,
t Ruhezeit des Stempels nach dem Falle,
v Geschwindigkeit der Erhebung,
P Gewicht des Stempels,
f Reibungscoeffizient für die Reibung der Stempel auf den Daumen,
E Nutzeffekt in Kilogramm-Metern, welcher zum Betrieb des Pochwerkes erforderlich ist.

---

und als Bedingung dafür, das der Pfahl durch einen Schlag des Rammblockes überhaupt tiefer eindringe:

$$\frac{Q}{q} > \frac{\gamma l^2}{4 \varepsilon h} \left(\frac{T}{q}\right)^2 \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2}{3} \frac{4 \varepsilon h}{\gamma l^2} \left(\frac{q}{T}\right)^2}\right)$$

Indessen ist es vortheilhaft, das Gewicht Q und die Fallhöhe h des Blockes möglichst viel grösser zu wählen, als dieser Bedingung gemäss zulässig ist, weil der Wirkungsgrad eines Schlages:

$$\frac{T s}{Q h} = \frac{Q}{Q + \frac{1}{3} q} - \frac{\gamma l^2}{2 \varepsilon h} \frac{T^2}{Q q}$$

mit Q und h wächst. Im Vergleich mit der gewöhnlichen Handzugramme wird h besonders durch die sogen. Kunstramme (Aufziehen des Blocks durch eine Kurbelwinde), Q besonders durch die Dampframme vergrössert.

Vergleichungen der hier angeführten Formel für T mit ausgeführten Rammarbeiten haben gelehrt, dass behufs erforderlicher Sicherheit (namentlich gegen Erweichung des Bodens durch Feuchtigkeit in höherem Grade, als es bei dem Rammen der Fall war) die dem Pfahl dauernd zu übertragende Belastung = 0·15 T bis 0·25 T gesetzt werden kann, unter T das dem letzten Schlage entsprechende Tragungsvermögen verstanden.

Die tägliche Leistung eines Arbeiters an der Handzugramme beträgt etwa 60000 Kilgrmtr., wobei je nach der Zughöhe von 1·1 bis 1·6 Mtr. auf jeden Arbeiter 18 bis 14 Kilg. vom Gewicht des Rammblocks gerechnet werden können. Bei dem Arbeiten an der Kurbel einer Kunstramme ist die Leistung eines Arbeiters 2 — 3 Mal so gross. G.

Resultate der Rechnung.

$$v = \frac{h}{\frac{60}{i\,n} - \sqrt{\frac{2\,h}{g}} - t}$$

$$R = \frac{60\,v}{2\,\pi\,n}$$

$$n = \frac{60\left(\frac{1}{i} - \frac{h}{2\,\pi\,R}\right)}{\sqrt{\frac{2\,h}{g}} + t}$$

$$E = \frac{i\;m\;n\;P}{60}\left(h + \frac{1}{2}\,f\,\frac{h^2}{R} + 2\,\frac{v^2}{2\,g}\right)^{*)}$$

---

*) Diese Formel entspricht dem Falle, dass der Angriffspunkt eines Daumens in der Axe des Stempels liegt. Wenn aber, wie gewöhnlich, der Daumen an der äussersten Kante eines Däumlings angreift, welcher zwischen den beiden Führungen des Stempels seitwärts gegen die Daumenwelle hin von demselben hervorragt, so sind noch die Reibungen in diesen beiden Führungen zu berücksichtigen. Zu dem Ende ist, wenn

f_1 den Reibungscoeffizienten der Stempelführungen,
$l = l_1 + l_2$ die Entfernung derselben, nämlich
l_1 die mittlere Höhe des Däumlings über der unteren,
l_2 die mittlere Tiefe des Däumlings unter der oberen Führung,
e die Entfernung der angegriffenen Kante des Däumlings von der Stempelaxe
bedeutet, das erste Glied im Ausdruck von E mit

$$1 + f_1\,\frac{e + f\,l_2 \pm (e - f\,l_1)}{l}$$

zu multipliciren, wobei, was das Doppelzeichen betrifft, + oder — genommen werden muss, jenachdem $e \gtrless f\,l_1$ ist. Gewöhnlich ist $e > f\,l_1$ und l_1 nahe $= l_2$; dann wird:

$$E = \frac{i\,m\,n\,P}{60}\left[\left(1 + 2\,f_1\,\frac{e}{l}\right)h + \frac{1}{2}\,f\,\frac{h^2}{R} + 2\,\frac{v^2}{2\,g}\right]$$

Die Zapfenreibung der Daumenwelle, welche hierbei noch nicht berücksichtigt ist, kann den Reibungswiderständen der Transmission zugerechnet werden. Bei Anwendung von Talgschmiere ist $f = f_1 = 0{\cdot}1$ bis $0{\cdot}15$ zu setzen. (Siehe Weisbach, Ingenieur- und Maschinen-Mechanik, III. §. 466.) G.

Schachtaufzug mit konischem Seilkorb.

365.

(Einheiten: Meter, Kilogramm.)

Es bedeute:

H die Tiefe des Schachtes, aus welchem gefördert wird,
l die Last in Kilg., welche durchschnittlich in jeder Sekunde gefördert werden soll,
L die Belastung einer Tonne,
T das Gewicht der leeren Tonne,
S das Gewicht des Seiles von der Länge H,
c die mittlere Geschwindigkeit der Bewegung der Tonnen in einer Sekunde,
Δ die Pause in Sekunden ausgedrückt, d. h. die Zeit des Stillstandes der Maschine oder die Zeit der Belastung und Entlastung,
Ω den Querschnitt des Seiles in Quadratmetern,
γ das Gewicht von einem Kubikmeter des Materials, aus welchem das Seil besteht,
δ den Durchmesser eines Hanfseiles oder eines aus 36 Drähten bestehenden Drahtseiles, dessen Querschnitt gleich Ω ist,
R den grösseren } Halbmesser des konischen Seilkorbes,
r den kleineren }
α den Winkel, den die Seite des Konus mit seiner Axe bildet, in der Regel gleich 8^0 bis 10^0 zu nehmen,
n die Anzahl der Umdrehungen des Seilkorbes in einer Minute,
N_n den Nutzeffekt in Pferdekräften, welchen die Betriebsmaschine zu entwickeln hat.

Dies vorausgesetzt hat man zur Bestimmung aller Grössen folgendes Formelsystem:

1) Die Pause Δ richtet sich nach der Belastung der Tonnen. In der Regel darf man $\Delta = 20''$ annehmen.
2) Die Geschwindigkeit c der Tonnen kann zu 2 oder zu 4 Meter angenommen werden, je nachdem sie frei hängen oder durch Bahnen geleitet werden.
3) Ladung einer Tonne . . . . . $L = l\left(\frac{H}{c} + \Delta\right)$
4) Das Gewicht der Tonne gewöhnlich $T = L$
5) Querschnitt des Seils . . . . . $\Omega = \frac{T + L}{\mathfrak{A} - \gamma H}$

Dabei ist zu setzen für Hanf: $\gamma = 1500$, $\mathfrak{A} = 1000000$, für Draht: $\gamma = 8000$, $\mathfrak{A} = 10000000$. Im letzteren Fall bedeutet Ω die Summe der Querschnitte aller einzelnen Drähte.

6) Durchmesser des Hanfseiles . . . $\delta = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{T + L}{\mathfrak{A} - \gamma H}}$

7) Durchmesser des Drahtseiles von 36 Drähten *) . . . . $\delta = 10 \sqrt{\frac{4}{36\,\pi} \frac{T + L}{\mathfrak{A} - \gamma H}}$

8) Gewicht des Seiles . . . . $S = \gamma \Omega H$

9) Verhältniss der Halbmesser des Seilkorbes . . . . $\frac{R}{r} = \frac{L + 2\,T + 2\,S}{L + 2\,T}$

10) Der grosse Halbmesser des Seilkorbes **) . . . . $R = \sqrt{\frac{H\,\delta \sin\alpha}{\pi \left[1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2\right]}}$

11) Der kleine Halbmesser des Seilkorbes . . . . $r = \frac{R}{\left(\frac{R}{r}\right)}$

12) Seite eines Kegels . . . . $s = \frac{R - r}{\sin\alpha}$

13) Anzahl der Umdrehungen der Axe des Seilkorbes in einer Minute . . $n = \frac{60\,c}{\pi\,(R + r)}$

14) Nutz-Pferdekraft der Betriebsmaschine . . . . $N_n = \frac{L\,c\left(1 + \frac{1}{4}\right)}{75}$

Für eine Förderungseinrichtung mit Bändern und Spulen gelten mit Ausschluss der Formeln unter 6) und 7) die gleichen Regeln, nur muss man in diesem Falle $\alpha = 90^\circ$ nehmen, und bedeutet in der Formel (10) δ die Dicke des Bandes; r ist dann der Halb-

*) Diese Formel gilt allgemein für ein rundes Drahtseil, bei welchem $\Omega = 0{\cdot}36\,\frac{\pi\,\delta^2}{4}$ ist.

G.

**) Diese Formel setzt voraus, dass die Windungen des Seils auf dem Seilkorbe sich unmittelbar berühren. Ist Letzteres nicht der Fall, insbesondere z. B. dann, wenn die Oberfläche des Korbes nicht glatt, sondern spiralförmig gerippt ist, so dass die Windungen des Seils dem spiralförmig gewundenen Zwischenraum zwischen den Windungen jener Rippe folgen, so ist in der Formel statt δ die etwas grössere Entfernung von Mittellinie zu Mittellinie zweier benachbarter Seilwindungen zu setzen. In solchem Falle wird das Abgleiten des Seils durch die Rippe verhindert und kann deshalb α erheblich $> 10^\circ$ genommen werden.

G.

messer der Spule, R der äussere Halbmesser des auf die Spule aufgewickelten Bandes von der Länge H.

Pumpen.

366.

Wassermenge, welche durch die Pumpe gefördert werden soll.

Diese ist in den meisten Fällen gegeben. Der Bedarf an Trink- und Reinigungswasser für Städte beträgt für jeden Einwohner täglich 30 bis 40 Liter. Im Mittel kann man annehmen, dass 40 Liter genügend sind *).

367.

Lieferung.

Wenn eine Pumpe sehr vollkommen ausgeführt ist, liefert dieselbe in einer bestimmten Zeit eben so viel Wasser, wie das Volumen beträgt, welches die Kolben beschreiben, während das Wasser aus den Cylindern getrieben wird. Bei minder vollkommener, aber doch guter Ausführung ist die Lieferung um 10 Prozent, bei gewöhnlichen Pumpen um 20 Prozent kleiner als das von dem Kolben beschriebene wirksame Volumen.

368.

Geschwindigkeit des Kolbens.

Diese soll bei sorgfältig ausgeführten Pumpen $0{\cdot}2^m$ bis $0{\cdot}3^m$ betragen; bei unvollkommener Ausführung $0{\cdot}25^m$ bis $0{\cdot}35^m$.

---

*) Nach den „Nouvelles Annales de la Construction", 1861, Juni-Heft, kann man auf Grund der Erfahrungen in Paris unter Anpassung an die jeweiligen Verhältnisse die folgenden Daten bei der Berechnung eines städtischen Wasserbedarfs zu Grunde legen.

Täglicher Verbrauch		
	für eine Person	20 Liter
	für ein Pferd	75 „
	für einen Wagen zur Reinigung	40—75 „
	für ein Bad	300 „
	für 1 Quadratmeter Garten	1·4 „
	für 1 „ Strassenbesprengung	1 „
	für einen Gossenspülhahn	5000 „

Dazu kommt der Bedarf für Springbrunnen und gewerbliche Anlagen je nach Umständen. Im Ganzen verbrauchte Paris damals 60 Liter täglich pro Kopf der Bevölkerung. G.

369.

Anzahl der Pumpencylinder.

Wenn die zu hebende Wassermenge nicht mehr als ungefähr 0·1 Kubikmeter beträgt, ist es für grössere Pumpenwerke, die nicht durch Menschenkraft bewegt werden, am zweckmässigsten, einen oder zwei Pumpencylinder anzuwenden. Für Bergwerkspumpen wird gewöhnlich ein einfach wirkender Cylinder gebraucht. Für Fabrikpumpen, so wie auch für Pumpen, die Trink- oder Reinigungswasser für Städte zu liefern haben, nimmt man in der Regel zwei einfach wirkende Cylinder.

370.

Durchmesser des Cylinders.

Nennt man:

q die Wassermenge in Kubikmetern, welche per 1″ gefördert werden soll,
v die mittlere Geschwindigkeit des Kolbens,
D den Durchmesser eines Cylinders, so ist:

a) wenn die Wassermenge q durch einen doppelt wirkenden oder durch zwei einfach wirkende Cylinder gefördert werden soll:

$$D = \sqrt{m \frac{4q}{\pi v}}$$

b) wenn das Wasser durch einen einfach wirkenden Cylinder gefördert werden soll:

$$D = 1{\cdot}41 \sqrt{m \frac{4q}{\pi v}}$$

wobei zu setzen ist:

für sehr vollkommene Pumpen . m = 1·1
„ gute Pumpen . . . . m = 1·15
„ gewöhnliche Pumpen . . . m = 1·2

371.

Saug- und Steigröhre.

Die Geschwindigkeit des Wassers in diesen Röhren beträgt gewöhnlich 1^m bis $1{\cdot}2^m$. In dem Falle, wenn eine bestimmte Wassermenge durch eine vorhandene Betriebskraft gefördert werden soll,

müssen diese Röhren so weit gemacht werden, dass der Reibungswiderstand des Wassers an den Röhrenwänden nicht zu gross ausfällt.

Nennt man:

u die Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre,

q die Wassermenge in Kubikmetern, welche per 1″ gefördert werden soll,

d den Durchmesser der Röhren,

so ist:

$$d = \sqrt{\frac{4q}{\pi u}} \text{ *)}$$

*) Unter Umständen, nämlich besonders bei grosser Länge der Röhren und bedeutender Förderhöhe, kann es nöthig sein, die Weite der Röhren und die Schnelligkeit des Ganges der Pumpe von der Rücksicht auf die Gefahr eines sogen Wasserschlages abhängig zu machen. Indem nämlich die Geschwindigkeit des Kolbens abwechselungsweise von Null bis zu einem Maximum wächst und wieder bis Null abnimmt, wird auch das Wasser in den Röhren bald beschleunigt, bald verzögert; dadurch kann an gewissen Stellen eine zeitweise Aufhebung des continuirlichen Zusammenhangs des Wassers, ein leerer oder nur mit Wasserdampf erfüllter Raum veranlasst werden, dessen Wiederausfüllung demnächst mit einem mehr oder weniger heftigen Stoss, dem sogen. Wasserschlag erfolgt, welcher stets schädlich ist und selbst ein Platzen der Röhren verursachen kann. Zur Verhinderung desselben muss unter Umständen mit der Saugröhre oder mit der Druckröhre oder mit beiden ein Windkessel verbunden werden; die Anwendung eines solchen, so nahe wie möglich am Cylinder der Pumpe, ist unter allen Umständen nützlich.

Bei den folgenden Bedingungen, welche zur Verhinderung eines Wasserschlages erfüllt sein müssen, ist vorausgesetzt, dass der Kolben sich ebenso bewegt wie das geradlinig geführte Ende einer unendlich langen Kurbelstange bei gleichförmiger Winkelgeschwindigkeit der Kurbel, und dass die etwa vorhandenen Windkessel dicht am Cylinder, d. h. am oberen Ende der Saugröhre oder am unteren Ende der Druckröhre sich befinden. Es sei:

$Q = m\,q$ (m und q siehe 370) das theoretische Förderquantum,

n die Zahl der Doppelhübe pro Minute,

F die Kolbenfläche,

s die Hublänge, $c = \frac{n}{60}\pi s$,

$F\sigma$ der schädliche Raum zwischen dem Saugventil und dem Kolben, wenn er jenem Ventil am nächsten ist,

b die Wasserbarometerhöhe, vermindert um die Höhe einer Wassersäule, durch welche dem Druck gesättigten Dampfs von der Temperatur t des geförderten Wassers das Gleichgewicht gehalten wird, und welche z. B.

=	0·06	0·12	0·24	0·43	0·74	1·25 Mtr. ist
für t =	0°	10°	20°	30°	40°	50°

h_1 die Saughöhe,

l_1 die Länge, f_1 der Querschnitt, d_1 die Weite der Saugröhre,

372.

Reibungswiderstand.

Nennt man:

L die totale Länge der Röhren, welche das Wasser durchläuft,

$u_1 = \frac{Q}{f_1}$,

$\zeta_1 = \lambda \frac{l_1}{d_1}$ der Widerstandscoeffizient der Saugröhre,

ϑ_1 der Widerstandscoeffizient des Saugventils,

h_2 die Druckhöhe,

l_2 die Länge, f_2 der Querschnitt, d_2 die Weite der Druckröhre,

$u_2 = \frac{Q}{f_2}$,

$\zeta_2 = \lambda \frac{l_2}{d_2}$ der Widerstandscoeffizient der Druckröhre,

ϑ_2 der Widerstandscoeffizient des Druckventils und eines ausserdem etwa noch vorhandenen Absperrventils für die Drucksäule,

V_1 das Volumen eines Saugwindkessels,

V_2 das Volumen eines Druckwindkessels,

h die Höhe des oberen Endes des Druckrohrs über irgend einer Stelle desselben,

l die Länge des Druckrohrs von dieser Stelle bis zum oberen Ende.

Für das Anlassen der Pumpe ohne Eingiessen von Wasser ist es selbst bei ganz dichtem Schluss des Kolbens und des Saugventils nöthig, dass

$$b - h_1 > \frac{\sigma}{s + \sigma} b$$

sei. Ist *ein Saugwindkessel nicht vorhanden*, so muss, wenn

$$i = \frac{2}{1 + \zeta_1 + \vartheta_1} \frac{f_1 l_1}{F s}$$

gesetzt wird, zur Verhinderung eines Wasserschlags im Saugrohr:

$$b - h_1 > 2 \frac{F l_1}{f_1 s} \frac{c^2}{g} \text{ sein, wenn } i > 1 \text{ ist,}$$

$$b - h_1 > \left(i + \frac{1}{i}\right) \frac{F l_1}{f_1 s} \frac{c^2}{g} \text{ sein, wenn } i < 1 \text{ ist.}$$

Ist *ein Saugwindkessel vorhanden*, so genügt dazu:

$$b - h_1 > \frac{1 + \vartheta_1}{2} \frac{F^2}{f_1^2} \frac{c^2}{g} + \zeta_1 \frac{u_1^2}{2g}$$

vorausgesetzt, dass

$$V_1 > \frac{V}{1 - \alpha_1^2} \text{ mit } \alpha_1 = \frac{\frac{1 + \vartheta_1}{2} \frac{F^2}{f_1^2} \frac{c^2}{g}}{b - h_1 - (1 + \zeta_1) \frac{u_1^2}{2g}}$$

gemacht wird. Darin ist zu setzen:

z die Höhe der Wassersäule, welche dem Reibungswiderstand des Wassers an den Röhrenwänden entspricht,

---

$V = 0{\cdot}56\ F\,s$ für eine einfach wirkende Pumpe,
$V = 0{\cdot}32\ F\,s$ für eine doppelt wirkende oder für zwei gleiche, mit entgegengesetzten Kurbeln combinirte einfach wirkende Pumpen,
$V = 0{\cdot}08\ F\,s$ für zwei gleiche, mit rechtwinkelig versetzten Kurbeln combinirte doppelt wirkende Pumpen.

Zur Verhinderung eines Wasserschlags im Druckrohr muss, wenn *ein Druckwindkessel nicht vorhanden* und

a) auch ein Saugwindkessel nicht vorhanden ist und

1) der Kolben bei der Druckbewegung gleichzeitig saugt,

$$\min.\ \frac{b+h}{l} > \frac{1}{l_2}\left(h_1 + h_2 - 2\,\frac{F\,l_1}{f_1\,s}\,\frac{c^2}{g}\right) \text{ sein,}$$

$$\text{falls } h_1 + h_2 < 2\,\frac{F}{s}\left(\frac{l_1}{f_1} + \frac{l_2}{f_2}\right)\frac{c^2}{g} \text{ ist,}$$

oder 2) der Kolben nicht gleichzeitig saugt,

$$\min.\ \frac{b+h}{l} > \frac{1}{l_2}\,(h_1 + h_2) \text{ sein,}$$

$$\text{falls } h_1 + h_2 < 2\,\frac{F\,l_2}{f_2\,s}\,\frac{c^2}{g} \text{ ist;}$$

wenn dagegen b) ein Saugwindkessel vorhanden ist, so muss in beiden Fällen 1) und 2):

$$\min.\ \frac{b+h}{l} > \frac{1}{l_2}\left(h_1 + h_2 + \zeta_1\,\frac{u_1^2}{2\,g}\right) \text{ sein,}$$

$$\text{falls } h_1 + h_2 + \zeta_1\,\frac{u_1^2}{2\,g} < 2\,\frac{F\,l_2}{f_2\,s}\,\frac{c^2}{g} \text{ ist.}$$

Die Voraussetzungen, an welche diese Bedingungen zur Verhinderung des Wasserschlags im Druckrohr gebunden sind, drücken die Bedingungen dafür aus, dass während der Druckbewegung des Kolbens das Druckrohr zeitweise in Communikation mit dem Saugrohr tritt; treffen diese Voraussetzungen nicht zu, so muss zur Verhinderung des Wasserschlags in allen Fällen:

$$\min.\ \frac{b+h}{l} > 2\,\frac{F}{f_2}\,\frac{c^2}{g\,s}$$

sein. Ist *ein Druckwindkessel vorhanden*, so kann ein Wasserschlag im Druckrohr nie eintreten, wenn der unverminderte Luftgehalt dieses Windkessels sicher gestellt und

$$V_2 > \frac{V}{1-\alpha_2^2} \text{ mit } \alpha_2 = \frac{l_2\left(\dfrac{b+h_2}{l_2} - \min.\ \dfrac{b+h}{l}\right)}{b + h_2 + \zeta_2\,\dfrac{u_2^2}{2\,g}}$$

gemacht wird; V wie oben.

Durch den Druckwindkessel soll zugleich bei sehr langem Druckrohr die sonst bedeutende Veränderlichkeit des Kolbendrucks möglichst herabgezogen

u und d wie oben: Geschwindigkeit und Durchmesser,

$\alpha = 0{\cdot}00001733$
$\beta = 0{\cdot}0003483$ } zwei Erfahrungscoeffizienten,

so ist:

$$z = 4 \frac{L}{d} (\alpha u + \beta u^2)$$

Die Werthe von $\alpha u + \beta u^2$ für verschiedene Werthe von u sind in der Tabelle Nr. 157 enthalten.

373.

Betriebskraft.

Nennt man:

h die Höhe, auf welche das Wasser gehoben werden soll,

N_n den Nutzeffekt, welchen die Betriebsmaschine entwickeln muss, und behält im Uebrigen die Bezeichnungen bei, welche in den vorhergehenden Nummern gewählt wurden,

---

werden, er erfüllt diesen Zweck um so vollkommener, je grösser sein Luftgehalt ist.

Der in den obigen Bedingungen vorkommende Minimalwerth von $\frac{b + h}{l}$ findet unmittelbar an der Pumpe statt, und ist also

$$\min. \frac{b + h}{l} = \frac{b + h_2}{l_2}$$

wenn 1) das Druckrohr von der Pumpe an beständig ansteigt, oder

2) das Druckrohr von der Pumpe an zuerst horizontal fortgeht und dann beständig ansteigt, oder

3) das Druckrohr zuerst unter irgend einem Winkel φ gegen die Vertikale geneigt ansteigt und dann in der Länge l_0 horizontal bis zum Ausguss fortgeht, wenn in diesem Falle $l_0 \cos \varphi < b$ ist.

Ist aber in diesem Falle $l_0 \cos \varphi > b$, so ist:

$$\min. \frac{b + h}{l} = \frac{b}{l_0}$$

ndem das Minimum dann an der Uebergangsstelle von der ansteigenden zur horizontalen Rohrstrecke stattfindet.

Was endlich die Coeffizienten λ und ϑ betrifft, so ist Ersterer um so grösser zu setzen, je kleiner die Rohrweite ist, und zwar etwa:

$\lambda =$	0·032	0·026	0·023	0·022
für d =	0·05	0·1	0·2	0·4 Mtr.

Der Widerstandscoeffizient eines Ventils, welches mit möglichster Vermeidung von Querschnittsveränderungen des Wasserstroms construirt ist, kann im Durchschnitt = 1·5 gesetzt werden, bezogen auf die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser in der betreffenden Röhre fliesst. G.

so ist:

für sehr vollkommene Pumpwerke $75\ N_n = \left(1 + \frac{1}{10}\right) 1000\, q\, (h + z)$

für gute Pumpwerke . . . $75\ N_n = \left(1 + \frac{2}{10}\right) 1000\, q\, (h + z)$

für gewöhnliche Pumpwerke $75\ N_n = \left(1 + \frac{2 \cdot 5}{10}\right) 1000\, q\, (h + z)$ *)

374.

Ventile.

Der Querschnitt der Ventile ist gleich zu machen dem Querschnitt der Saug- oder Durckröhre. Die Form der Ventile ist in Nr. 106 bestimmt worden.

---

*) Das Wasser fliesst in den Röhren nicht mit constanter Geschwindigkeit, und es ist mit Rücksicht darauf, besonders wenn die Röhren sehr lang sind, die Widerstandshöhe z in den obigen Gleichungen genauer nach folgender Formel zu berechnen:

$$z = \left(1 + \zeta_1 + \vartheta_1\right) \frac{v_1^2}{2\,g} + \left(1 + \zeta_2 + \vartheta_2\right) \frac{v_2^2}{2\,g}$$

Darin ist zu setzen, wenn die Saugröhre nicht mit einem Windkessel verbunden ist:

$$v_1^2 = 1 \cdot 645 \left(\frac{F}{f_1}\ \frac{n\, s}{30}\right)^2$$

Ist aber ein Saugwindkessel vorhanden, so kann gesetzt werden, jenachdem die Pumpe bezüglich auf die Bewegung des Wassers in der Saugröhre doppelt oder einfach wirkend ist:

$$v_1^2 = (1 \cdot 1 \text{ bis } 1 \cdot 2)\ u_1^2 \text{ resp. } = (1 \cdot 3 \text{ bis } 1 \cdot 4)\ u_1^2$$

und zwar innerhalb dieser Grenzen um so kleiner, je grösser der Windkessel und je gleichförmiger deshalb die Bewegung des Wassers ist.

Ebenso ist, falls ein Druckwindkessel nicht vorhanden ist, zu setzen:

$$v_2^2 = 1 \cdot 645 \left(\frac{F}{f_2}\ \frac{n\, s}{30}\right)^2$$

Dagegen im Falle des Vorhandenseins eines solchen Windkessels, jenachdem die Pumpe bezüglich auf die Bewegung des Wassers im Druckrohr doppelt oder einfach wirkend ist:

$$v_2^2 = (1 \cdot 1 \text{ bis } 1 \cdot 2)\ u_2^2 \text{ resp. } = (1 \cdot 3 \text{ bis } 1 \cdot 4)\ u_2^2$$

Bedeutung der Buchstaben:

$$\zeta_1\ \ \zeta_2\ \ \vartheta_1\ \ \vartheta_2\ \ f_1\ \ f_2\ \ u_1\ \ u_2\ \ F\ \ n\ \ s$$

siehe die vorige Anmerkung zu Nr. 371. G.

375.

Wasserhaltungsmaschinen.

(Einheiten: Meter und Kilogramm.)

Die nachfolgenden Regeln zur Bestimmung der wesentlichsten Abmessungen einer Wasserhaltungsmaschine beziehen sich auf eine direkt und einfach, aber mit Expansion wirkende Dampfmaschine.

Bezeichnungen.

O Querschnitt des Dampfcylinders,
l Länge des Kolbenschubes,
l_1 Weg, den der Kolben zurücklegt bis die Expansion eintritt,
m der Coeffizient für den schädlichen Raum, siehe Nr. 282,
ξ Weg, den der Kolben aufwärts zurücklegt bis das Maximum der Geschwindigkeit eintritt, oder bis Kraft und Widerstand in's Gleichgewicht kommen,
p Druck des Dampfes auf 1 Quadratmeter unter dem Kolben bis zur Absperrung,
α, β Coeffizienten zur Bestimmung der Dichte der Dampfes, siehe Nr. 243,
r_1 für den Kolbenhub, r „ „ Kolbenniedergang } der schädliche auf einen Quadratmeter der Kolbenfläche reducirte Widerstand, welcher der Bewegung des Kolbens entgegenwirkt,
W_1 für den Kolbenhub, W „ „ Kolbenniedergang } der Widerstand, welchen die Pumpen verursachen,
V_1 mittlere Geschwindigkeit des Kolbenhubes,
V mittlere Geschwindigkeit des Kolbenniederganges,
C grösste Kolbengeschwindigkeit während des Hubes,
$\mathfrak{p}$ Dauer der Pause,
$\mathfrak{T}$ Zeit von dem Beginn eines Kolbenhubes bis zum Beginn des nächstfolgenden,
q Wassermenge in Kubikmetern, welche durchschnittlich in jeder Sekunde gehoben werden soll,
Ω Querschnitt eines Pumpenkolbens,
S Dampfmenge, welche im Mittel in jeder Sekunde in den Cylinder eintritt,
L Gewicht des Schachtgestänges mit allen daran befestigten Körpern,
L_1 Gegengewicht am (gleicharmigen) Balancier.

Regeln.

1) Zeit vom Beginn eines Kolbenhubes bis zum Beginn des nächstfolgenden:

$$T = \frac{l}{V_1} + \frac{l}{V} + \mathfrak{p}$$

wobei zu setzen ist: $V_1 = 1{\cdot}5$, $V = 0{\cdot}3$, $\mathfrak{p} = 10''$, $l = 2$ bis 3 Mtr.

2) Querschnitt der Pumpe:

$$\Omega = q \frac{\mathfrak{T}}{l}$$

3) Die Widerstände W und W_1 müssen nach der Ansaughöhe, der Druckhöhe und nach dem Querschnitt Ω berechnet werden. Dabei muss auch der Reibungswiderstand in Rechnung gebrach werden.

4) Querschnitt des Dampfcylinders:

$$O = \frac{W + W_1}{\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)\left(\frac{K}{l l_1}\right) - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r + r_1\right)}$$

wobei zu setzen ist: $r_1 = 4000$, $r = 1000$, $\frac{\alpha}{\beta} = 3017$. Die Bedeutung des Zeichens $\left(\frac{K}{l l_1}\right)$ ist:

$$\left(\frac{K}{l l_1}\right) = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{lognat} \frac{1 + m\, l}{l_1 + m\, l}$$

Für $m = 0{\cdot}05$ und $\frac{l_1}{l} = \frac{3}{4} \quad \frac{1}{2} \quad \frac{1}{3} \quad \frac{1}{4} \quad \frac{1}{5}$

wird $\left(\frac{K}{l l_1}\right) = 0{\cdot}968 \quad 0{\cdot}856 \quad 0{\cdot}720 \quad 0{\cdot}626 \quad 0{\cdot}559$

5) Weg, welchen der Kolben zurücklegt bis Kraft und Widerstand in's Gleichgewicht kommen:

$$\xi = l \left\{ \frac{\frac{l_1}{l} + m}{\left(\frac{K}{l l_1}\right)} - m \right\}$$

6) Differenz der Lasten L und L_1:

$$L - L_1 = W + O\, r$$

7) Summe der Lasten L und L_1:

$$L + L_1 = \frac{2 g \xi}{C^2} O \left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right) \left[\left(\frac{K}{\xi l_1}\right) - \left(\frac{K}{l l_1}\right)\right]$$

Hiebei ist zu setzen: $C = 2{\cdot}5$. Die Bedeutung von $\left(\frac{K}{l l_1}\right)$ ist in der Regel (4) angegeben. Die Bedeutung des Zeichens $\left(\frac{K}{\xi l_1}\right)$ ist:

$$\left(\frac{K}{\xi l_1}\right) = \frac{l_1}{\xi} + \left(\frac{l_1}{\xi} + \frac{m l}{\xi}\right) \text{lognat} \frac{\xi + m l}{l_1 + m l}$$

8) Bestimmung der Lasten L und L_1. Es ist:

$$L = \frac{(L + L_1) + (L - L_1)}{2}$$

$$L_1 = \frac{(L + L_1) - (L - L_1)}{2}$$

Feuerlöschspritzen.

376.

Die folgende Tabelle enthält die Hauptdimensionen und die Hauptdaten über fünf Feuerlöschspritzen; jede mit zwei einfach wirkenden Cylindern und mit einem Windkessel *).

*) Zum Zweck der Berechnung einer Feuerlöschspritze mit zwei einfach wirkenden Cylindern, welche das Wasser aus dem Wasserkasten der Spritze ansaugen, sei:

n die Zahl der Arbeiter,

P der mittlere Druck jedes Arbeiters an den Druckbäumen,

v die mittlere Geschwindigkeit, womit die Druckbäume bewegt werden,

a das Verhältniss der Entfernung beider Druckbäume zur Entfernung beider Cylinderaxen,

μ die Zahl, welche angibt, wie viel mal wegen der Kolbenreibung und der Reibung des Druckhebels der auf einen Kolben reducirte Druck der Arbeiter grösser ist, als der Druck des Kolbens gegen das in den Windkessel getriebene Wasser,

Benennung der Bestandtheile.	Wagenspritzen.			Trag-Spritzen.		
	Nr. 1.	Nr. 2.	Nr. 3.	Nr. 1.	Nr. 2.	
Mannschaft	36	18	10	2	1	Arbeiter
Durchmesser der Stiefel . .	21	18	15	10	8	Centim.

F die Kolbenfläche,

φ der Förderungsgrad der Pumpen, d. h. das Verhältniss des geförderten Wasservolumens zu dem von einem einzelnen Kolben gleichzeitig durchlaufenen Raum,

$\gamma = 1000$ das Gewicht von einem Kubikmeter Wasser,

f die Mündungsgrösse des Mundstücks,

ζ der resultirende Widerstandscoeffizient für die Bewegung des Wassers bis zur Mündung, bezogen auf die Geschwindigkeit u in der letzteren,

h_1 die Höhe der Mündung über der Oberfläche des Wassers im Wasserkasten,

$h = \frac{1}{m} \frac{u^2}{2g}$ die Steighöhe des Strahls, von der Mündung des Mundstücks aus gerechnet,

Q das pro Sekunde ausgetriebene Wasservolumen.

Wenn man für

$$P, v, \mu, \varphi, m$$

erfahrungsmässige Werthe annimmt, und

$$\zeta = 0{\cdot}1 + 0{\cdot}03 \frac{l_1}{d_1} \left(\frac{d}{d_1}\right)^4$$

setzt, unter l_1 die Länge, d_1 die Weite des Schlauchs und d die Mündungsweite des Mundstücks verstanden, wenn ferner

$$a, l_1, d_1, f = \frac{\pi d^2}{4}, h_1, h$$

gegeben sind, so findet man:

$$F = \frac{a f}{\varphi v} \sqrt{2 g m h}$$

$$n = \frac{\mu \gamma \left[\frac{h_1}{h} + (1+\zeta) m\right]}{P a} F h$$

$$Q = \varphi F \frac{v}{a}$$

Wenn aus dem Standrohr gespritzt wird, ist $\zeta = 0{\cdot}1$ zu setzen. In diesem Falle und überhaupt wenn die Mündung nahe in gleicher Höhe mit dem Wasserspiegel im Wasserkasten liegt, kann auch h von diesem Wasserspiegel aus gerechnet und dagegen $h_1 = 0$, also

$$n = \frac{\mu \gamma (1+\zeta) m}{P a} F h$$

gesetzt werden.

Benennung der Bestandtheile.	Wagenspritzen.			Trag-Spritzen.		
	Nr. 1.	Nr. 2.	Nr. 3.	Nr. 1.	Nr. 2.	
Kolbenschub	30	27	22	15	12	Centim.
Höhe der Kolben (von Gelbguss)	12	11	10	9	8	„
Höhe der Cylinder (Stiefel) .	45	41	35	26	22	„
Geschwindigkeit der Kolben per 1"	0·48	0·41	0·40	0·30	0·27	Meter
Wassermenge, welche per 1" ausgetrieben wird	11	7	4·6	1·5	1	Liter
Durchmesser der Mundstücke.						
Mundstücke für das Standrohr	24	20	17	11	9	Millimet.
	21	18	15	10	8	„
Mundstücke für den Schlauch	29	25	21	14	11	„
	21	18	15	10	8	„
Strahlhöhe, wenn aus dem Standrohr gespritzt wird .	36	30	26	17	14	Meter
Abmessungen der Kegelventile.						
Der untere Durchmesser des Ventils	10	9	7	5	4	Centim.
Der obere Durchmesser des Ventils	12	11	8·7	6·5	5·3	„
Winkel der Seite des Kegels mit seiner Axe	45°	43°	39°	36°	34°	Grade
Aufliegen des Ventils, längs der Seite des Kegels gemessen	1·5	1·45	1·35	1·25	1·20	Centim.

Setzt man ferner:

$P = 10$ Kilogr., $v = 2$ Mtr. pro Sek.,

$\mu = \frac{9}{8}$, $\varphi = 0{\cdot}85$, $m = \frac{4}{3}$ (nach Beobachtungen von Weisbach)

so findet man für den Fall, dass aus dem Standrohr gespritzt und die Steighöhe h des Strahls vom Wasserspiegel im Wasserkasten aus gerechnet wird:

$$F = 3 a f \sqrt{h} \text{ Quadratmtr.}; \quad n = 165 \frac{F h}{a}; \quad Q = 1{\cdot}7 \frac{F}{a} \text{ Kubikmtr.}$$

G.

Benennung der Bestandtheile.	Wagenspritzen.			Trag-Spritzen.		
	Nr. 1.	Nr. 2.	Nr. 3.	Nr. 1.	Nr. 2.	
Abmessungen der Kegelventile.						
Höhe des Ventilkörpers . .	1·06	1·06	1·05	1·01	1·0	Centim.
Länge der Schläuche . . .	30 40	30 40	30 40	15	15	Meter
Durchmesser der Schlauchschraube	7	6	5	4	4	Centim.
Durchmesser der Schläuche .	8	7	6	5	5	„
Länge des Standrohres von der obern Windungskrümmung bis zum Mundstück .	94	80	67	45	40	„
Durchmesser des Standrohres	4·5	4·5	4·5	3	3	„
Windkessel.						
Spannung der Luft im Kessel	5·4	4·0	3·4	2·0	1·6	Atmosph.
Durchmesser des Kessels . .	31	27	22	15	12	Centim.
Höhe des Kessels	80	72	60	50	40	„
Wassergehalt des Spritzenkastens	1000	630	414	135	90	Liter
Höhe des Kastenrandes über dem Boden	114	114	100	—	—	Centim.
Durchmesser der Wagenräder						
„ „ Hinterräder	120	120	120	—	—	„
„ „ Vorderräder	81	81	81	—	—	„
Entfernung der Axen der Stiefel	80	72	60	50	40	„
Entfernung der Druckbäume	400	360	300	200	160	„

377.

Holzsägen.

A) Mit geradem Schnitt *).

Die Abmessungen, die Geschwindigkeit der Bewegung und die

*) Einer sehr eingehenden Untersuchung von *W. Kankelwitz* „über den Betrieb der Schneidemühlen" (Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. VI) sind die folgenden Resultate entnommen, welche sich, sofern sie nicht allgemeiner Art sind, sondern bestimmte Zahlenangaben enthalten, nur auf das Schneiden von Kiefern- und Fichtenholz beziehen. Dabei bedeutet:

Grösse der Betriebskraft richten sich nach der Beschaffenheit des zu sägenden Holzes, und es müssen in dieser Hinsicht unterschieden werden: a) Brettsägen für weiche Hölzer; b) Brettsägen für harte Hölzer; c) Fourniersägen. Die folgende Zusammenstellung enthält die wichtigsten Daten für diese drei Arten von Sägen.

---

b die Schnitthöhe in Mtr.,
H den Gatterhub in Mtr.,
s die Dicke des Sägenblattes in Millimtr.,
δ den Vorschub des Blockes für jeden Gatterhub in Millimtr.,
n die Hubzahl pro Minute,
G das Gewicht des Gatters mit eingehängten Sägen in Kilogr.,
F die Schnittfläche pro Minute in Quadratmtr. während der Arbeit der Sägen,
E die effektive Schnittfläche pro Stunde in Quadratmetern mit Rücksicht auf die Gatterstillstände (Rücklauf des Wagens, Blockauflegen etc.),
$N = N_1 + N_2$ die Pferdestärke zum Betrieb des Gatters, und zwar:
N_1 den Theil von N, welcher durch die Nebenwiderstände des Gatters, des Wagens, der Gatterwelle und der Riementransmission verbraucht wird,
N_2 die Nutzpferdestärke zum Schneiden des Holzes.

Der *Vorschub* soll möglichst gross sein, und zwar kann für $s = 1{\cdot}4 - 3{\cdot}2$ gesetzt werden:

$$\delta = 0{\cdot}8 \, \frac{H}{h} \, s$$

für mittelgut geschärfte und geschränkte Sägen, vorausgesetzt dass hiernach δ nicht $> 2{\cdot}5 \, s$ ausfällt. Für sehr gut geschärfte Sägen darf δ etwas grösser, für schlecht geschärfte muss es kleiner sein.

Der *Gatterhub* H soll um wenigstens 0·1 Meter grösser sein, als die grösste vorkommende Schnitthöhe b; in der Regel ist es angemessen,

$$H = 0{\cdot}1 \, s + 0{\cdot}35 \text{ Meter}$$

zu machen, bei Seitengattern etwas kleiner.

Die *Hubzahl* n soll mit Rücksicht auf das Warmlaufen der Kurbelzapfen und der Gatterwelllager eine gewisse Grenze nicht überschreiten, welche bei leicht construirten *Mittelgattern* (Gatter mit nur einer in der Mitte eingehängten Säge) der Gleichung:

$$\left(\frac{n}{100}\right)^3 H^2 = 2{\cdot}42$$

bei *Bundgattern* (Gatter mit einer grösseren Zahl von eingehängten Sägen) der Gleichung:

$$\left(\frac{n}{100}\right)^3 H^2 (G + 50) = 450$$

entsprechend angenommen werden kann. Hiernach ergiebt sich für Mittelgatter:

max. n =	213	200	189	179	170
für H =	0·5	0·55	0·6	0·65	0·7 Meter

	Brettsägen für weiches Holz.	Brettsägen für hartes Holz.	Fournier-säge.
1) e Theilung der Säge, d, h. Entfernung der Spitzen zweier unmittelbar auf einander folgenden Zähne	0·04 bis 0·05	0·03 bis 0·04	0·008 bis 0·010

Für Bundgatter findet man die in der folgenden Tabelle enthaltenen Maximalwerthe von n.

G =	150	200	250	300	350	400	450
H = 0·5 Mtr.	208	193	182	173	165	159	153
H = 0·55 „	195	181	171	162	155	149	144
H = 0·6 „	184	171	161	153	146	140	136
H = 0·65 „	175	162	152	145	139	133	129

Die *Sägenblattstärke* s pflegt bei Mittelgattern 2·4 bis 3·2 Millim., bei Bundgattern 1·4 bis 2·6 Millim. zu betragen. In Betreff der Wahl von s zwischen diesen Grenzen mit Rücksicht auf die grösstmögliche Rentabilität der Anlage muss auf die oben citirte Abhandlung verwiesen werden.

Die *Nutzpferdestärke* N_2 zum Schneiden des Holzes ist allgemein:

$$N_2 = \left(k + k_1 \frac{Hs}{\delta}\right) F$$

unter k und k_1 Coeffizienten verstanden, welche von der Beschaffenheit des Holzes abhängen. Für Kiefern- und Fichtenholz kann $k_1 = 4$ k, also

$$N_2 = k \left(1 + 4 \frac{Hs}{\delta}\right) F$$

gesetzt werden, insbesondere im Falle $\delta = 0{\cdot}8 \frac{H}{h} s$:

$$N_2 = k\,(1 + 5\,h)\,F$$

mit k = 2·6 für ganz nasses
k = 2·7 für feuchtes
k = 3 für lufttrockenes
k = 3·2 für ganz trockenes
} Kiefern- oder Fichtenholz von mittlerer Festigkeit.

Die Pferdestärke N_1 zur Bewältigung der *Nebenwiderstände* setzt der Verf. um 7·5% grösser als sie nur mit Rücksicht auf die Zapfenreibung am Gatterrahmen, die Reibung in den Führungen des Gatters, am Kurbelzapfen und in den Lagern der Gatterwelle sein würde. Indem diese letzteren Reibungen möglichst sorgfältig in Rechnung gebracht werden, ergiebt sich eine complicirte Formel für N_1, welche dann zur Ableitung einfacherer Näherungsformeln für besondere Fälle benutzt wird. Auf solche Weise ergiebt sich

1) für *Mittelgatter* die Formel:

$$N_1 = 3 \left(\frac{n}{100}\right)^3 \frac{36 + s^2}{100} \, \frac{1{\cdot}5 + H}{4} \, H$$

	Brettsägen für weiches Holz.	Brettsägen für hartes Holz.	Fournier-säge.
2) t Tiefe der Zähne	0·024 0·030	0·018 0·024	0·005 0·006

hinlänglich zutreffend, sofern die Grössen n, H, s die üblichen Grenzen nicht wesentlich überschreiten.

Für $H = 0 \cdot 1\, s + 0 \cdot 35$ ist zu setzen: $N_1 = 1 \cdot 12 \left(\frac{n}{100}\right)^3 H^2$

Ist ausserdem $\left(\frac{n}{100}\right)^3 H^2 = 2 \cdot 42$, so wird $N_1 = 2 \cdot 71$ Pferdestärken.

Ferner ist:

$$F = 0 \cdot 001\, n\, h\, \delta = 0 \cdot 0008\, n\, H\, s, \text{ falls } \delta = 0 \cdot 8\, \frac{H}{h}\, s$$

$$E = \frac{60\, F}{1 + \varphi F}$$

worin zu setzen ist: $\varphi = 2 \cdot 5$ für das Schneiden von Brettern,
$\varphi = 3$ „ „ „ „ Bohlen und Bauholz.

2) Für *Bundgatter* kann, wenn n, H und G innerhalb der üblichen Grenzen liegen,

$$N_1 = 0 \cdot 95\, n \left[1 \cdot 31 - 1 \cdot 87\, \frac{n}{100} + \left(\frac{n}{100}\right)^2\right] H\, \frac{0 \cdot 4 + H}{100}\, \frac{G - 45}{50}$$

gesetzt werden; dabei lässt sich G nach der Formel veranschlagen:

$$G = 45 + (2 \cdot 5 + 1 \cdot 2\, s^2)\, z + 4\, s\, (1 + 5\, L \sqrt{L}) \sqrt{Z}$$

L = lichte Weite des Gatterrahmens in Mtr.,
Z = Anzahl der Sägen von der Stärke s bei voll besetztem Gatter,
$z \leqq Z$ die Zahl der augenblicklich eingehängten Sägen von der Stärke s.

Die Schnitthöhe der einzelnen Sägen ist bei dem Bundgatter verschieden, und es ist in den Formeln:

$$\delta = 0 \cdot 8\, \frac{H}{h}\, s \text{ und } N_2 = k\, (1 + 5\, h)\, F$$

unter h die grösste Schnitthöhe, d. h. die Blockstärke zu verstehen. Bezeichnet man die mittlere Schnitthöhe mit $\vartheta\, h$, so kann gesetzt werden:

$\vartheta = 0 \cdot 75$ für das Schneiden ungesäumter Blöcke,
$\vartheta = 0 \cdot 9$ für das Schneiden schon gesäumter Blöcke.

Hiermit ist:

$$F = 0 \cdot 001\, n\, h\, \delta\, \vartheta z = 0 \cdot 0008\, n\, H\, s\, \vartheta z, \text{ falls } \delta = 0 \cdot 8\, \frac{H}{h}\, s$$

und im Durchschnitt: $E = \dfrac{60\, F}{1 + \left(0 \cdot 21 + \frac{7}{z}\right) F}$

In Betreff der Constructionsdetails (Gatterrahmen, Führungen, Lenkstangen, Kurbelzapfen, Schwungräder und Gegengewichte in denselben, Riementransmission, Gatterwelle, Vorschubvorrichtungen) und sonstige Einzelheiten muss auf die hier benutzte Abhandlung, welche auch als Separatabdruck im Verlage von R. Gärtner, Berlin, erschienen ist, verwiesen werden. G.

	Brettsägen für weiches Holz.	Brettsägen für hartes Holz.	Fournier-säge.
3) m Verhältniss zwischen dem Flächeninhalt einer Zahnlücke und d. Flächeninhalt e t, welcher einer Theilung entspricht	0·75	0·65	0·65
4) i Verhältniss zwischen dem Volumen der Sägespähne und dem Volumen des Holzes, aus welchem sie entstanden sind	5·5	5	4
5) Dicke des Sägeblattes	0·0015 0·0020	0·0015 0 0020	0·0003 0·00035
6) Breite des Schnittes	0·0030 0·0040	0·0030 0·0040	0·0006 0·007
7) Breite des Sägeblattes	0·120 0·160	0·120 0·160	0·060 0 080
8) Länge der Verzahnung. Diese muss wenigstens noch einmal so lang sein, als der Block dick ist. Gewöhnlich ist die Länge der Verzahnung	1·2 bis 1·6	1·2 bis 1·6	1·2 bis 1·6
9) r Halbmesser der Kurbel: wenigstens gleich der halben Höhe des zu sägenden Holzes. Gewöhnlich ist r	0·30 0·50	0·30 0·50	0·30 0 60
10) Verhältniss zwischen dem Halbmesser r der Kurbel und der Höhe h des zu sägenden Holzes	0·60 bis 0·70	0·60 bis 0·70	0·60 bis 0·70

11) Vorrücken des Wagens nach jedem Schnitt:

$$\varepsilon = 2\,t\left(\frac{m}{i}\right)\left(\frac{r}{h}\right)$$

Gewöhnlich ist das Vorrücken . .	0 0043 bis 0·0063	0·0028 bis 0·0044	0·0006 bis 0·0008

12) Tangente des Winkels φ, welchen die Linie der Zahnspitzen mit der Richtung der Bewegung der Säge bildet:

$$\text{tang.}\,\varphi = \frac{\varepsilon}{2\,r}$$

Gewöhnlich ist tang φ	0·007 0·006	0·005 0·0044	0·001 0·0007
13) n Anzahl der Schnitte per 1 Minute	80 bis 200	80 bis 200	180 bis 200

14) Schnittfläche per 1 Stunde gleich:

$$60 \times n \times \varepsilon \times h$$

Nimmt man für weiches Holz: $\varepsilon = 0·0053$, $n = 100$, $h = 0·4$
für hartes Holz: $\varepsilon = 0·0036$, $n = 100$, $h = 0·4$
für Fourniere: $\varepsilon = 0·0007$, $n = 200$, $h = 0·4$

so ist die Schnittfläche per 1 Stunde: 12·7 □ M. 8·6 □ M. 3·4 □ M.

15) Schnittfläche per 1 Pferdekraft Nutzeffekt per 1 Stunde:			
a) wenn die Sägezähne gut geformt und geschärft sind . .	3 □Met.	2 □Met.	8 □Met.
b) wenn die Sägezähne die gewöhnliche Form und Schärfung haben	2 „	1·5 „	7 „
16) q Gewicht des Sägegatters gewöhnlich	400 Kilg.	400 Kilg.	—

17) Q das Balancirgewicht, welches am Schwungrad anzubringen ist, wenn die Säge eine vertikale Bewegung macht:

$$Q = \frac{r}{\varrho}\left(q - \frac{1}{2}\,\frac{60 \times 75}{2}\,\frac{N}{r\,n}\right)$$

Hierbei bezeichnet N den Nutzeffekt der Betriebsmaschine in Pferdekräften; n die Anzahl der Schnitte per 1′; ϱ die Entfernung des Schwerpunktes des Balancirgewichtes von der Drehungsaxe. Wenn dieser Ausdruck negativ ausfällt, ist das Balancirgewicht in dem Radius anzubringen, in welchem sich der Kurbelzapfen befindet. Fällt dagegen jener Ausdruck positiv aus, so muss das Balancirgewicht dem Kurbelzapfen gegenüber angebracht werden. Für die Brettsägen ist gewöhnlich:

$$N = 4 \quad n = 100 \quad r = 0·36 \quad q = 400$$

und dann wird:

$$Q = 275 \text{ Kilg.} \times \frac{r}{\varrho}$$

18) Gewicht des Schwungrades = G, Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades = V in Metern und in 1 Sekunde:

$$G \frac{V^2}{2g} = \frac{500 \times 75\,N}{n}$$

19) Die Zuschärfung der Sägezähne muss von Innen heraus, und zwar an den unteren und vorderen Kanten der Zähne angebracht werden.

B) Circular- oder Kreissägen.

Die Kreissägen werden vorzugsweise gebraucht, um dünneres Holz zu sägen. Zum Versägen von stärkeren Bäumen taugen sie nicht, weil die Sägescheibe unverhältnissmässig gross gemacht werden müsste. Um Fourniere zu schneiden, sind die Kreissägen nicht zu empfehlen, weil der Schnitt zu breit ausfällt, was zur Folge hat, dass man weniger Fourniere erhält, als mit einer dünnen gerade gespannten Säge. Die wesentlichsten Daten für eine Kreissäge sind:

Zahntheilung	= 0·02	bis	0·02
Tiefe der Zähne	= 0·014	„	0·02
Dicke des Sägeblattes	= 0·002	„	0·003
Breite des Schnittes	= 0·003	„	0·004
Durchmesser der Säge	= 0·5	„	0·7
Anzahl der Umdrehungen per 1′	= 250	„	300
Schnittfläche per Pferdekraft und per Stunde	= 4	„	6 Quadratmeter.

Mahlmühlen.

378.

*Gewichte der Getreidearten**).

1 Liter Gerste wiegt . 586 bis 625 Gramm
1 „ Korn (Roggen) 683 „ 722 „

*) Rühlmann (Allgemeine Maschinenlehre, II pag. 189) gibt folgende Grenzwerthe für die Gewichte per 1 Liter an:

	Gerste.	Roggen.	Weizen.	Spelz.	Hafer.	
min. =	618	685	707	406	430	Gr.
max. =	697	788	809	468	537	„

G.

1 Liter Weizen . . .	742 bis 781 Gramm
1 „ Spelz (Dinkel)	430 „
1 „ Hafer . . .	410 bis 488 „

379.

Verhältnisse zwischen Mehl, Kleien und Abgang.

Die folgende Tabelle enthält eine Reihe von Erfahrungen über die Lieferungen der Mühlen in verschiedenen Ländern.

	100 Kilg. Getreide geben			Bemerkungen.
	Mehl.	Kleien.	Abgang.	
	Kilg.	Kilg.	Kilg.	
Oesterreich . . .	77·5	15·5	7	
„ . . .	80·4	16	3·6	
Frankreich . . .	75	23	2	mouture en grosse
„ . . .	77	22	1	„ économique
Amerika	75·4	22	3	
Pommern . . .	83	14	2·8	
Danzig	86	10	3·7	
Baiern	85	10	4	
Mittel . .	80	16	4	

Die Zahl der Mehlsorten, welche aus dem Gesammtprodukt dargestellt werden, ist in jedem Lande anders.

Oesterreich.

Aus 100 Kilg. Weizen wird gewonnen:

Auszugmehl	Mundmehl	Semmelmehl	Kleien	Flugmehl
17	31·5	29	16	7

Frankreich.

Mouture en grosse.

Mehl 1. Qualität	Griesmehl	Mehl 3. Qualität	Kleien
64	3	8	23

Mouture économique.

Mehl 1. Qualität	Griesmehl	Mehl 2. Qualität	Mehl 3. Qualität	Mehl 4. Qualität	Kleien
36	18	16	3·5	2·5	22

Amerika.

Superfeines Mehl	Mittelmehl	Grobes Mehl	Kleien	Abgang
65	6·2	4·2	22	3

Pommern.

Feines Mehl	Mittelmehl	Grobes Mehl	Kleien	Flugmehl
58·6	12	11·5	14·1	2·8

380.

Erfahrungsregeln über den Mühlenbetrieb.

Nennt man:

D den Durchmesser des Steines in Metern,

n die Anzahl der Umdrehungen des Steines per 1 Minute,

L die Getreidemenge in Litern, welche ein Mahlgang per 1 Stunde vermahlt,

N die Betriebskraft in Pferden, welche zum Betrieb eines Mahlganges und der dazu gehörigen Kornreinigungs- und Mehlsieb-Maschinen nothwendig ist,

so hat sich durch Vergleichung der Leistungen einer grossen Anzahl von Mahlmühlen ergeben, dass folgende Beziehungen stattfinden:

$$N = \frac{L}{42} = 2{\cdot}66\ D = \frac{480}{n}$$

$$D = \frac{L}{112} = \frac{N}{2{\cdot}66};\quad n = \frac{20160}{L}$$

Umfangsgeschwindigkeit des Steines in 1 Sekunde = 9·42 Meter.

Die Resultate dieser Erfahrungsregeln sind in folgender Tabelle enthalten:

L = 84	126	168	210	Liter
D = 0·75	1·12	1·50	1·87	Meter
n = 240	160	120	96	Umdrehungen
N = 2	3	4	5	Pferdekraft.

Die neueren verbesserten Mühlen haben gewöhnlich Steine von 1·5 Meter Durchmesser, die per 1 Minute 120 Umdrehungen machen.

Ein solcher Mahlgang erfordert eine Betriebskraft von 4 Pferden, und vermahlt per 1 Stunde 168 Liter Getreide*).

---

*) Auf die Leistung und die erforderliche Betriebskraft eines Mahlganges ist die Mahlmethode von wesentlichem Einflusse. In dieser Hinsicht unterscheidet *Fr. Neumann* in seinem Werke: „der Mahlmühlenbetrieb", 1864, Verlag von B. F. Voigt in Weimar (siehe auch Zeitschr. des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. VIII. pag. 515) der heutigen Praxis entsprechend die folgenden Fälle:

1) Die einfache Müllerei (mouture en grosse). Das Getreide wird nur einmal auf die eng gestellten Steine gegeben und so fein gemahlen, dass Mehl und Kleie ohne Weiteres nach den verschiedenen Sorten getrennt werden können.
2) Die Müllerei mit mehrmaligem Aufschütten (mouture économique) besteht darin, dass man bei zunächst weit gestellten Steinen die Körner vorschrotet, das erhaltene Produkt nachschrotet, darauf fein schrotet, das Mehl dann durch Beutelung absondert und den Rest noch einigemal zum Feinmahlen aufschüttet.
3) Die neuere Müllerei (nach kleineren Abweichungen auch amerikanische, englische oder französische Methode genannt) stimmt mit der Methode unter 1) darin überein, dass die Steine von vornherein eng gestellt werden, um nach einmaliger Aufschüttung den grössten Theil des Mehls durch Beuteln abscheiden zu können, weicht aber darin ab, dass der Rest, Gries und Kleie, jede Sorte für sich weiter ausgemahlen werden.
4) Die Griesmüllerei (sächsische oder Wiener Müllerei). Das Getreide wird bei weit gestellten Steinen vorgeschroten, um die Schalen vom Kerne abzulösen. Der Kern wird wiederholt auf Gries vermahlen, der Gries sortirt und in einzelnen Sorten bei eng gestellten Steinen zu Mehl vermahlen.
5) Die Graupenmüllerei stellt zuerst auf dem Spitzgange die von den Schalen befreiten Graupenkörner dar, welche auf's Neue aufgegeben und zu Mehl vermahlen werden.
6) Die Dauermehlfabrikation unterscheidet sich von der Methode unter 3) dadurch, dass zwischen die Mahlflächen der Steine fortwährend frische Luft in der Richtung von Innen nach Aussen hindurch geführt wird.

Nach Neumann sind zum Betrieb eines Mahlganges mit Steinen von ca. $D = 1{\cdot}4$ Mtr. Durchm. incl. aller Nebenmaschinen erforderlich:

bei der Mahlmethode unter 3) $N = 7$ Pferdestärken,
„ „ „ „ 4) $N = 5$ „
„ „ „ „ 6) $N = 8{\cdot}5$ „

Die Leistung pro Stunde und Pferdestärke wird angegeben:

bei der Mahlmethode unter 3) zu 12—15 Kilogr. Weizen,
„ „ „ „ 4) „ 9—10 „ „
„ „ „ „ 6) „ 17—20 „ „

Von Roggen wird durch einen Mahlgang nur etwa $^4/_5$ so viel vermahlen als von Weizen. Die durchschnittlich angemessene Peripheriegeschwindigkeit der Steine wird zu 8·5 Mtr. pro Sekunde angegeben. G.

381.

Angaben über die Leistungen, Geschwindigkeiten und Betriebskräfte der verschiedenen Hilfsmaschinen, welche in den Mühlen angewendet werden.

Tafel XXXIX.

Benennung der Maschinen.	Lieferung per 1 Stunde in Litern.	Betriebskraft in Pferden.	Geschwindigkeit der Hauptbestandtheile.
Vorbereitungsmaschinen.			
1te Putzmaschine mit Drahtcylinder, um das Getreide von Stroh, Erde, grösseren Steinchen etc. zu reinigen	1000	0·25	—
Umdrehungen des Cylinders per 1 Minute	—	—	25
2te Putzmaschine mit 2 Schlagwerken u. 1 Ventilator (Tarrare)	670	0·20	—
Umdrehungen der Axen der Schläger	—	—	120
Umdrehungen d. Windflügels	—	—	60
3te Putzmaschine mit Abreibsteinen, Bürsten und Windflügeln (Ramonerie)	670	1·00	—
Umdrehungen d. Laufersteins per 1 Minute	—	—	170
Umdrehungen der Bürste .	—	—	170
Umdrehungen d. Windflügels	—	—	340
Kornreinigungsmaschine von Cartier, mit vertikalem Reibcylinder und schiefliegendem Blechcylinder, vermittelst welchem die kleinen Samenkörner beseitigt werden	400	1·00	—
Umdrehungen des vertikalen Cylinders per 1 Minute . .	—	—	280
Umdrehungen des schiefliegenden Blechcylinders	—	—	28
Quetscher (Comprimeur) . .	1000	1·00	—
Umdrehungen der Speisecylinder per 1 Minute	—	—	5·5
Umdrehungen der Quetschcylinder per 1 Minute . . .	—	—	30

Benennung der Maschinen.	Lieferung per 1 Stunde in Litern.	Betriebskraft in Pferden.	Geschwindigkeit der Hauptbestandtheile.
Mehl.			
Bürstensieb	31	0·1	?
Cylinder-Sieb mit Beuteltuch:			
Umdrehungen per 1 Minute .	—	—	24
Betriebskraft	—	0·13	—
Lieferung bei 42 Quadratmetern Siebfläche	600 800	—	—
Griessortir-Sieb mit Beuteltuch .	—	0·1	24
Transport-Maschine.			
Sackzug	—	2	1·5m
Schöpfwerk (h Hubhöhe) . . .	9000	$\frac{h}{36}$	1·3
Fortleiter mit Schraube	1000	1	25

Papierfabrikation*).

Tafel XL.

382.

Verhältniss zwischen Rohstoff und Fabrikat.

100 Kilg. Lumpen der 1. Sorte geben 70 Kilg. fertiges Postpapier.
100 „ „ „ 2. „ „ 70 „ „ Schreibpapier.

*) Die folgenden Angaben beziehen sich zunächst nur auf die Verarbeitung von Lumpen zu Papier. Die heutzutage verfertigten Papiersorten enthalten indessen meistens noch andere Beimischungen, unter denen besonders der Holzstoff die allgemeinste Verwendung gefunden hat, seit die Maschinen zur Zerfaserung des Holzes insbesondere durch *H. Völter* zu Heidenheim in Würtemberg sehr wesentlich verbessert wurden. Eine solche Maschine, im Wesentlichen aus einem grossen, um eine horizontale Axe schnell rotirenden Mühlstein bestehend, auf welchen die betreffenden Holzklötze (meist Fichtenholz), die Fasern parallel der Axe des Steins, mittelst selbstthätiger Schraubenvorrichtungen aufgepresst werden,

100 Kilg.	Lumpen	der	3.	Sorte	geben	70 Kilg.	fertiges	Druckpapier.
100 „	„	„	4.	„	„	64 „	„	Packpapier.

383.

Leistungen der Holländer.

Ein Halbzeug- und ein Ganzzeug-Holländer liefern zusammen in 12 Arbeitsstunden folgende Quantitäten fertigen Zeuges.

Fertiger	Zeug	für	Postpapier	= 103 Kilg.
„	„	„	Schreibpapier	= 167 „
„	„	„	Druckpapier	= 167 „
„	„	„	Packpapier	= 203 „

384.

Leistungen der Papiermaschine.

Eine Papiermaschine liefert in 12 Arbeitsstunden:

Postpapier	310 Kilg.
Schreibpapier	500 „
Druckpapier	500 „
Packpapier	610 „

385.

Personal.

Eine Fabrik mit einer Maschine und mit 6 bis 8 Holländern braucht folgendes Personal:

Sortiren des Rohstoffs . . .	28	Arbeiter
Holländer-Saal	2	„
Maschinen-Saal	3	„
Sortiren des Papieres	14	„
Waschküche	2	„
Heizung	1	„
Summe . .	50	Arbeiter

---

erfordert 40—50 Pferdestärken bei einer Lieferung von 10 Ctr. (trocken gerechnet) fertigen Holzstoffs in 24 Stunden.

Zeitungspapiere pflegen bis über 50 %, mittelfeine Druckpapiere bis zu 25 % Holzstoff zu enthalten; auch zu Conceptpapieren wird der Holzstoff in bedeutenden Mengen mit verwendet. Bei der Gewichtsbestimmung ist zu berücksichtigen, dass der käufliche Holzstoff, welcher gewöhnlich in besonderen Holzschleifereien erzeugt wird, etwa 75 % Wasser enthält, wenn er feucht in Form von Ziegeln, dagegen ungefähr 60 %, wenn er in dünnen Schichten, in Form von Pappen ausgepresst wird. Er kostet, trocken gerechnet, 4—5 Thlr. pro Centner.

G.

386.

Die Holländer *).

		Meter
Länge eines Holländertroges		3·3
Breite desselben		1·35
Tiefe		0·53
Durchmesser der Trommel		0·63
Breite der Trommel		0·63
Anzahl der Messer einer Trommel	Halbzeug-Holländer	36
	Ganzzeug- „	48
Anzahl der Schneiden des Grundwerkes	Halbzeug- „	12
	Ganzzeug- „	16
Anzahl der Umdrehungen der Trommel per 1 Minute	Halbzeug- „	166
	Ganzzeug- „	200
Anzahl der Holländer auf eine Maschine		6 bis 8
Betriebskraft für einen Holländer in Pferden		4 „ 3

387.

Zeug-Bütten.

Anzahl der Zeugbütten auf 1 Maschine	2
Durchmesser einer Bütte	3·2 Mtr.
Höhe einer Bütte	1·22 „
Höhe des Bodens der Bütte über dem Boden des Maschinensaals	1·5 „
Anzahl der Umdrehungen des Rührers per 1 Minute	3·5

388.

Papiermaschine.

Länge der Maschine **)	12·4 Meter
Breite der Maschine	2 „

*) Im Allgemeinen werden die Holländer heutzutage grösser gebaut, als früher. Derselbe nach dem Patent von Miller & Herbert in Edinburgh z. B. (Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure Band XII, pag. 199), dessen Trog aus einem einzigen Eisengussstücke besteht, fasst 125 bis 150 Kilgr. Papierstoff bei 4 Mtr. Länge, 1·9 Meter Breite und 1·22 Mtr. Durchm. der Walze. Die Bordhöhe steigt von der Stelle vor der Walze bis zu der Stelle hinter der Walze spiralförmig an von 0·585 bis 0·71 Mtr. entsprechend dem höheren Stand der über den Kropf hinauf getriebenen Flüssigkeit hinter der Walze. G.

**) Bei neueren Papiermaschinen, welche gewissermassen in 2 Etagen gebaut sind (der Trockenapparat über dem Nassapparat), wie die Maschinen von Miller & Herbert nach Batt's Patent, ist die Länge höchstens halb so gross wie hier angegeben. G.

Abstand der Maschine von der Wand . . . . 2 Mtr.
Ueber die Detailabmessungen der Maschine siehe Tafel XL.
Anzahl der Bewegungen des Schüttlers per 1 Minute 162 bis 324
Anzahl der Schläge des Knotensiebes per 1 Minute 250 bis 350
Geschwindigkeit des Papiers per 1 Sekunde*) . 0·13 bis 0·15 Mtr.
Betriebskraft in Pferden . . . . 3 bis 4

389.

Wasserpumpe.

Wassermenge, welche per 1 Minute ein Halbzeug-Holländer und ein Ganzzeug-Holländer zusammen brauchen . . . . 0·14 Kubikmeter
Wassermenge, welche die Maschine per 1 Minute braucht . . . . 0·14 „

Wenn die Pumpe einen doppelt wirkenden oder zwei einfach wirkende Cylinder besitzt, und wenn sie zur Bedienung von 1 Maschine und 6 Holländern dienen soll, ist zu nehmen:

der Durchmesser des Kolbens . . . 0·2 Meter
Geschwindigkeit des Kolbens . . . 0·3 „

390.

Saugapparat.

Luftvolumen, welches per 1 Minute aufgesaugt werden muss . . . . 1·4 Kubikmeter
Höhe des inneren Wasserspiegels über dem äusseren im Maximum . . . . 0·3 Meter
Anzahl der Glocken 3
Durchmesser einer Glocke . . . . 0·24 „
Halbmesser der Kurbeln . . . . 0·25 „
Länge der Maschine . . . . 1·15 „
Breite . . . . 0·5 „
Höhe bis zur Axe der Kurbeln . . . . 3 „

391.

Dampfkessel für eine Fabrik von 6 Holländern und 1 Maschine.

Zur Heizung der Lokalitäten im Winter . . . . 6 Pferdekraft
Zum Trocknen des Papiers auf der Maschine . . 2 „
Zur Bedienung der Waschküche . . . . 1 „

*) Die Umfangsgeschwindigkeit der verschiedenen Walzen, über welche das Papier hinweggeführt wird, muss nach dem Ende der Maschine hin etwas wachsen entsprechend der Ausdehnung, welche das Papier in der Richtung seiner Länge erleidet und welche, je nach der Sorte, auf dem ganzen Wege von dem Metalltuche bis zur Scheidemaschine etwa 6—10 % beträgt, bei dünnerem Papier etwas mehr, als bei dickerem. Mit dieser Ausdehnung in der Längenrichtung ist ein Einschrumpfen nach der Breite von 2—6 % verbunden. G.

392.

Grösse der Lokalität für eine Fabrik mit 6 bis 8 Holländern und 1 Maschine.

Lokalität.	Länge Meter	Breite Meter	Höhe Meter
Holländersaal für 6 bis 8 Holländer .	10	11	3·7
Maschinensaal für 1 Maschine . . .	18	6	3·7
Lumpensortirsaal	18	6	3·7
Papiersortirsaal	18	6	3·7

Baumwollenspinnerei.

393.

Garn-Numerirung.

Die Feinheit der Garne ist in den folgenden Resultaten über die Baumwollenspinnerei nach der französischen Numerirung angegeben.

Französische Eintheilung.

1 Echeveau = 10 Echevettes = 700 Haspelumgängen = 1000 Meter
1 Echevette = 70 „ = 100 „
1 Haspelumgang = 1·428 „

Englische Eintheilung.

1 Hank = 7 Leys = 560 Haspelumgängen = 840 Yards = 2520′ engl.
1 Ley = 80 „ = 120 „ = 360′ „
1 Haspelumgang = 1·5 „ = 4·5′ „

Reduktion der englischen Garnnumero in französische Numero und umgekehrt.

Die englischen Garnnummern (Zahl der Strähne von 2520′ engl. Fadenlänge, welche zusammen 1 engl. Pfund wiegen) müssen mit 0·8467 multiplicirt werden, um die entsprechenden französischen Nummern zu erhalten.

Die französischen Garnnummern (Zahl der Strähne von 1000 Mtr. Fadenlänge, welche zusammen $^1/_2$ Kilogr. wiegen) müssen mit 1·181 multiplicirt werden, um die entsprechenden englischen Nummern zu erhalten.

Die folgende Tabelle gibt für jede englische Nummer die entsprechende französische und umgekehrt.

Engl. Nr.	Franz. Nr.	Engl. Nr.	Franz. Nr.	Engl. Nr.	Franz. Nr.	Engl. Nr.	Franz. Nr.
2	1·69	26	22·0	58	49·1	90	76·2
3	2·54	28	23·7	60	50·8	100	84·7
4	3·39	30	25·4	62	52·5	110	93·1
5	4·23	32	27·1	64	54·2	120	101·5
6	5·08	34	28·8	66	55·9	130	110
7	5·93	36	30·5	68	57·6	140	118·5
8	6·77	38	32·2	70	59·3	150	127
9	7·62	40	33·9	72	61·0	160	135·5
10	8·47	42	35·6	74	62·7	170	144
12	10·2	44	37·3	76	64·3	180	152·5
14	11·9	46	38·9	78	66·0	190	161
16	13·5	48	40·6	80	67·7	200	169·5
18	15·2	50	42·3	82	69·4	220	186
20	16·9	52	44·0	84	71·1	240	203
22	18·6	54	45·7	86	72·8	260	220
24	20·3	56	47·4	88	74·5	280	237

394.

Länge der Fasern bei verschiedenen Wollen.

	Länge der Fasern in Millimetern.
Smyrna, Kirkajatz, Macedonien, Kinich	16 bis 18
Louisiana, Neu-Orleans, Manilla, Carolina, kurze Georgia	18 „ 23
Lange Georgia, Motril, Surinam, Barbados, Caracas .	25 „ 29
Mako, Fernambuk	32 „ 38

395.

*Lieferung der Schlagmaschinen, Carden und Streckwerke in **12** bis **13** Arbeitsstunden.*

Ein Zausler (Wolf) liefert in 12 bis 13 Arbeitsstunden	2000 Kilg.
Eine Schlagmaschine (Batteur éplucheur)	700 „
Eine Wickelmaschine (Batteur étaleur)	700 „
Eine einfache Grob- oder Feincarde von 0·57ᵐ Breite	12 „
Eine doppelte Fein- oder Grobcarde von 0·97ᵐ Breite	20 „
Ein Streckkopf	30 „

Um die Anzahl der Streckköpfe zu finden, welche für eine gewisse tägliche Produktion erforderlich sind, muss man die in Kilg. ausgedrückte tägliche Produktion dividiren durch:

30	15	10	7·5
wenn nur ein,	zwei,	drei,	vier Mal gestreckt wird.

396.

Resultate über die Banc-à-broches.

Die folgende Tabelle enthält die wichtigsten Angaben über Banc-à-broches-Maschinen für Garne von verschiedener Feinheit.

Die erste Vertikalkolumne enthält die Nummern der Garne, welche nach beendigtem Spinnprozess durch die Mulestühle geliefert werden sollen.

In der Abtheilung A sind die Nummern der Lunten angegeben, welche für Garne von verschiedener Feinheit die Banc-à-broches-Maschinen zu liefern haben. Von Nr. 10 bis 70 sind 2, von Nr. 70 bis 150 sind 3 Banc-à-broches-Maschinen anzuwenden.

Die Abtheilung B gibt die Anzahl der Umdrehungen, welche die Spindeln der ersten, zweiten und dritten Banc-à-broches-Maschinen in einer Minute machen sollen.

Die Abtheilung C gibt die Anzahl der Zwirnungen, welche die Lunten der ersten, zweiten und dritten Banc-à-broches-Maschinen auf 1 Meter Länge erhalten sollen.

Die Abtheilung D gibt die Lieferungen in Kilg. und in 12 Arbeitsstunden einer Spindel der ersten, zweiten und dritten Banc-à-broches-Maschine.

Die in den Abtheilungen B, C, D enthaltenen Zahlen entsprechen den folgenden empirischen Formeln.

$$n = 425 + 25\,\mathfrak{N}$$

$$Z = 148 \sqrt{\frac{\mathfrak{N}}{10 + 0{\cdot}2\,N}}$$

$$L = 0{\cdot}36\,\frac{n}{\mathfrak{N} Z}$$

Und es bedeutet in denselben:

$\mathfrak{N}$ die Nummer der Lunte,
N die Nummer des Garns,
n die Anzahl der Umdrehungen einer Spindel per 1 Minute,
Z die Anzahl der Zwirnungen einer Lunte von Nummer $\mathfrak{N}$ auf 1 Meter Länge,
L die Lieferung in Kilg. und in 12 Arbeitsstunden einer Spindel.

397.

Banc-à-broches.

Nummer des Garns.	A. Nummer der Lunten.			B. Umdrehungen der Spindeln per 1 Minute.			C. Zwirnungen per 1 Meter Länge.			D. Lieferung in Kilg. in 12 Stunden von einer Spindel.		
	Banc-à-br. Nr. I.	Banc-à-br. Nr. II.	Banc-à-br. Nr III.	Banc-à-br. Nr. I.	Banc-à-br. Nr. II.	Banc-à-br. Nr. III.	Nr. I.	Nr. II.	Nr. III.	Nr. I.	Nr. II.	Nr. III.
10	0·33	1	—	433	450	—	24·5	43	—	19·270	3·760	—
20	0·66	2	—	441	475	—	32·1	56	—	7·480	1·520	—
30	1·00	3	—	450	500	—	37	64	—	4·360	0·937	—
40	1·33	4	—	458	525	—	40	70	—	3·100	0·674	—
50	1·66	5	—	466	550	—	43	74	—	2·350	0·534	—
60	2·00	6	—	475	575	—	45	77	—	1·900	0·447	—
70	2·33	7	—	483	600	—	46	80	—	1·622	0·386	—
80	1	4	8	450	525	625	29	58	82	5·586	0·814	0·358
90	1·1	4·5	9	452	537	650	29	59	84	5·101	0·734	0·309
100	1·2	5	10	455	550	675	30	60	86	4·522	0·660	0·282
110	1·4	5·5	11	460	562	700	31	61	87	3·815	0·603	0·263
120	1·5	6	12	463	575	725	31	62	88	3·584	0·556	0·247
130	1·6	6·5	13	466	587	750	31	63	89	3·346	0·516	0·233
140	1·7	7	14	467	600	775	31	63	90	3·190	0·419	0·221
150	1·8	7·5	15	470	612	800	31	63	91	3·032	0·466	0·211

398.

Geschwindigkeit und Lieferung der Throstle-Spindeln.

Nennt man:

N die Nummer des Garns, das gesponnen werden soll,
n die Anzahl der Umdrehungen einer Spindel per 1 Minute,
L die Lieferung einer Spindel in Kilg. und in 12 Arbeitsstunden,
so ist:

$$L = \frac{3}{400} \frac{n}{N^2}$$

Gewöhnlich ist die Anzahl der Umdrehungen per 1 Minute gleich 4000, und dann wird:

für N =	10	20	30	40	50
L =	0·30	0·075	0·033	0·019	0·012

399.

Tube-Maschinen (Rota-Frotteur).

Numero der Lunte	= 0·33
Geschwindigkeit der Röhren per 1 Minute	= 4000 Umdrehungen
Lieferung einer Röhre in 12 Arbeitsstunden	= 15 Kilg.

400.

Mule-Stühle.

Die folgende Tabelle enthält die wichtigsten Angaben über Mule-Stühle.

Die erste Vertikalkolumne enthält die Garn-Nummern, die zweite Vertikalkolumne gibt an, wie lang die Wollfasern für Garne von verschiedener Feinheit sein sollen.

Die dritte Vertikalkolumne gibt die Anzahl der Umdrehungen der Spindel per 1 Minute. Von Nr. 100 bis 150 sind immer zwei Geschwindigkeiten angegeben; die erstere ist die Anzahl der Spindelumdrehungen während des Wagenauszuges, die letztere die Anzahl der Spindelumdrehungen für die Nachzwirnung, nachdem der Wagen seine Bewegung beendigt hat. Die vierte und fünfte Kolumne geben die Anzahl der Zwirnungen auf 1 Meter Fadenlänge und zwar für Ketten- und für Schussgarn.

Die fünfte und sechste Kolumne enthalten die Lieferungen einer Spindel in 12 Arbeitsstunden.

Die Tabelle entspricht den folgenden empirischen Formeln:

λ Länge einer Wollfaser für Garn von Numero N . . . . $= \sqrt[3]{437\,N - 1626}$

Zwirnungen auf 1 Meter Länge Kettengarn $= 900 \sqrt{\frac{N}{\lambda}}$

„ „ 1 „ „ Schussgarn $= 720 \sqrt{\frac{N}{\lambda}}$

Lieferung einer Spindel (Kettengarn) . . $= \frac{13}{N^{1 \cdot 66}}$

Lieferung einer Spindel (Schussgarn) . $= \frac{16}{N^{1 \cdot 66}}$

401.

Mule-Spinn-Stühle.

Nr. des Garns.	Länge der Wollfasern in Millimetern.	Umdrehungen der Spindeln per 1 Min.	Zwirnungen per 1 Meter Länge bei		Lieferung einer Spindel in 12 Stunden.	
			Ketten-Garn.	Schuss-Garn.	Ketten-Garn.	Schuss-Garn.
					Kilg.	Kilg.
10	14	4200	796	637	0·2840	0·355
20	20	4000	900	720	0·0900	0·112
30	23	3800	981	785	0·0465	0·058
40	25	3600	1053	842	0·0285	0·036
50	27	3400	1107	885	0·0197	0·024
60	29	3200	1143	914	0·0146	0·018
70	30	3000	1197	948	0·0112	0·014
80	32	2800	1224	979	0·0090	0·012
90	33	2600	1260	1008	0·0074	0·00925
100	35	2400 4800	1278	1022	0·0062	0·00775
110	36	2200 4400	1305	1044	0·0053	0·00662
120	37	2000 4000	1332	1065	0·0046	0·00575
130	38	1800 3600	1359	1087	0·0040	0·00500
140	39	1600 3200	1377	1102	0·0037	0·0046
150	40	1400 2800	1395	1116	0·0032	0·0040

402.

Betriebskraft für die Maschinen einer Baumwollenspinnerei, mit Einschluss der Transmission *).

Pferdekräfte.

Schlagmaschine mit 2 Schlägern und einem Ventilator.

Ein Schläger $\frac{1}{2}$, der Ventilator 2, zusammen . . . 3

---

*) Dynamometrische Versuche von W. v. Bippen, Spinnerei-Director in Augsburg, mit neueren Maschinen aus der Fabrik von Platt Brothers in Oldham haben die folgenden Resultate ergeben (Deutsche Industriezeitung, 1867, Nr. 37), wobei n die betreffende Umdrehungszahl pro Minute bedeutet.

	Tägliche Produktion Kilgr.	Pferdestärke.
Oeffner (Ouvreuse) mit 2 Trommeln (n = 1000) und 1 Ventilator	3000	4·98
Desgl. mit 4 Trommeln (n = 1000) und 1 Ventilator	3000 – 3500	7·20
Schlagmaschine (Batteur étaleur) mit 2 Flügeln (n = 1360) und 2 Ventilatoren, 1232 Grm. Auflage auf 0·95 Mtr. Lattentuch gewöhnlicher Breite . .	1200 – 1500	5·67
Spreadingmaschine (Batteur tripleur) mit 1 Flügel (n = 1360) und 1 Ventilator	1200 – 1500	2·84
Walzen-Carde, Briseur, Tambour (n = 140), Filet, 8 Walzen (rollers), 1·04 Mtr. Breite, 385 Grm. Auflage auf 1 Mtr.	50	0·376
Lappingmaschine (Réunisseuse), 72 Bänder, 0·95 Mtr. Breite, n = 220	1500	0·582
Strecke (Laminoir), 4 Reihen Cylinder (erster Cylinder n = 345), 0·475 Mtr. Kopfbreite, achtfache Doublirung, Band Nr. 0·13 bis 0·15 engl., pro Kopf:	100	0·094
Grobfleyer (grobe Banc-à-broches), 64 Spindeln (n = 460), Lunte Nr. 0·65 engl. . pro Spindel:	6·72	0·0091
Mittelfleyer, 102 Spindeln (n = 720), Lunte Nr. 1·70 engl. . . . . pro Spindel:	2·94	0·0084
Feinfleyer, 140 Spindeln (n = 880), Lunte Nr. 4 engl. . . . . pro Spindel:	1·97	0·0056
Selfactor, 600 Spindeln (theoretisch n = 7126, praktisch n = 6750), Spindeldistanz 33 Millim., stehende Tambours, 16·25 Sekunden für Aus- und Einzug des Wagens, Schuss Nr. 30 engl., Produktion 47 Kilg.		
pro Spindel beim Wagenauszug	—	0·0056
„ Wageneinzug	—	0·0010
Throstlesmaschine, 240 Spindeln (theoretisch n = 4042), Spindeldistanz 75 Millim., Nr. 20 engl., pro Spindel:	—	0·0094

Die angegebenen Betriebskräfte in Pferdestärken beziehen sich auf die Maschinen an und für sich ohne Transmission; für letztere waren den Versuchen zufolge 0·71 Pferdestärken pro 1000 Spindeln erforderlich. G.

	Pferdekräfte.
Wickelmaschine mit 1 Schläger und 1 Ventilator . . .	2
Eine einfache Carde von 0·57^m Breite	0·13
Eine Doppelcarde von 0·97^m Breite	0·22
Eine Abfallcarde von 0·97^m Breite	0·29
Ein Laminoirkopf	0·041
Eine Banc-à-broche Spindel für Lunten von Nr. 0·5 bis 2	0·0085
Eine Banc-à-broche Spindel für Lunten von Nr. 2 bis 6	0·0073
Eine Banc-à-broche Spindel für Lunten von Nr. 6 bis 12	0·0063
Eine Tube-Spule	0·0238
Eine Throstle-Spindel	0·0095
Eine Mule-Jenny-Spindel	0·00228

403.

Raum für die Aufstellung der Maschinen einer Baumwollenspinnerei.

Man erhält die Räume, welche zur Aufstellung der Maschinen einer Spinnerei erforderlich sind, wenn man die in der folgenden Tabelle enthaltenen Zahlen mit der Anzahl der Maschinen oder Spindeln multiplicirt.

	Braucht Raum Quadratmeter
Eine Schlagmaschine mit 2 Flügeln	14·4
Eine Wickelmaschine	10
Eine Fein- oder Grobcarde von 0·97^m Breite mit Bandleitung	9
Eine Vereinigungsmaschine	2·6
Eine Cardenschleifmaschine	5·1
Ein Streckkopf à 5 Cylinder mit Bandleitung	0·6
Eine Banc-à-broche Spindel für Lunten von Nr. 0·5 bis 2	0·3
Eine Banc-à-broche Spindel für Lunten von Nr. 2 bis 4	0·2
Eine Banc-à-broche Spindel für Lunten von Nr. 4 bis 8	0·15
Eine Banc-à-broche Spindel für Lunten von Nr. 8 bis 12	0·12
Eine Tube-Spule	0·54
Eine Throstle-Spindel	0·09
Eine Mule-Spindel für Garn von Nr. 10 bis 20 . . .	0·117
„ „ „ „ „ „ 20 „ 40 . . .	0·105
„ „ „ „ „ „ 40 „ 60 . . .	0·093
„ „ „ „ „ „ 60 „ 100 . . .	0·081

404.

Erklärung der drei folgenden Tabellen.

Es unterliegt zwar vermittelst der vorhergehenden Angaben keiner Schwierigkeit, die für eine gegebene tägliche Produktion

erforderlichen Arbeitsmaschinen, Betriebskraft und Räumlichkeiten zu bestimmen; einfacher kommt man jedoch zum Ziele, wenn man sich der folgenden drei Tabellen bedient, welche die Verhältnisse der Produktion der verschiedenen Garne klar vor Augen legen.

405.

Maschinen, um täglich 100 Kilg. Mule-Ketten-Garn zu spinnen.

Benennung der Maschinen.	Anzahl der Maschinen oder Organe, wenn gesponnen werden soll Garn von Nr.								
	10	20	30	40	60	80	100	120	140
Schlag-Maschinen . .	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	—	—	—
Wickel-Maschinen . .	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{7}$	—	—	—
Grobcarden v. 0·97^m Breite	5	5	5	5	5	5	5	5	5
Feincarden v. 0·97^m Breite	—	—	5	5	5	5	5	5	5
Streckköpfe .	6	6	10	10	10	10	13	13	13
Banc-à-broch. Spindel Nr. 1	5	13·3	22·9	32·2	52·6	17·9	22·1	27·8	31·3
Banc-à-broch. Spindel Nr. 2	26·6	65·8	106	148	223	122	151	179	205
Banc-à-broch. Spindel Nr. 3	—	—	—	—	—	279	354	405	452
Mule-Spindel	353	1111	3150	3510	6850	11111	16130	21740	27090

406.

Betriebskraft, um täglich 100 Kilg. Mule-Kettengarn zu spinnen.

Benennung der Maschine.	Nutzeffekt in Pferdekräften, wenn gesponnen werden soll Garn von Nummer								
	10	20	30	40	60	80	100	120	140
Schlagmaschinen	0·428	0·428	0·428	0·428	0·428	0·428	—	—	—
Wickelmaschinen	0·286	0·286	0·286	0·286	0·286	0·286	—	—	—
Grobcarden à 0·97m Breite	1·100	0·100	1·100	1·100	1·100	1·100	1·100	1·100	1·100
Feincarden à 0·97m Breite	—	—	1·100	1·100	1·100	1·100	1·100	1·100	1·100
Streckwerke	0·246	0·246	0·410	0·410	0·410	0·410	0·533	0·533	0·533
Banc-à-broches Nr. 1	0·043	0·113	0·195	0·274	0·447	0·152	0·188	0·236	0·266
Banc-à-broches Nr. 2	0·226	0·559	0·774	1·080	1·628	0·891	1·102	1·307	1·497
Banc-à-broches Nr. 3	—	—	—	—	—	1·758	2·230	2·552	2·848
Mule-Spindel	0·800	2·533	4·902	8·000	19·18	25·33	36·78	49·57	61·76
Totale Betriebskraft für 100 Kilg.	3·129	5·265	9·195	12·678	24·579	31·455	43·033	56·398	69·104
Anzahl der Mule-Spindeln per 1 Pferd	112	210	233	280	280	336	374	385	400

407.

Räumlichkeiten für Spinnereien, die täglich 100 Kilg. Garn produciren.

Benennung der Maschinen.	Raum für die Aufstellung der Maschinen in Quadratmetern. Garn-Numeros.								
	10	20	30	40	60	80	100	120	140
Schlagmaschinen .	2	2	2	2	2	2	—	—	—
Wickelmaschinen .	1·3	1·3	1·3	1·3	1·3	1·3	—	—	—
Grobcarden . . .	45	45	45	45	45	45	45	45	45
Feincarden . . .	—	—	45	45	45	45	45	45	45
Streckwerke . .	3·6	3·6	6	6	6	6	7·8	7·8	7·8
Banc-à broch. Nr. 1	1·5	4·0	7	10	16	5·4	6·6	8·4	9·4
„ „ 2	5·3	13·2	21	30	45	25	30	36	41
„ „ 3	—	—	—	—	—	42	53	61	68
Mulespindelstühle .	42	130	225	368	639	1033	1307	1761	2194
Anzahl der Spinnsäle (Mulestühle)	1	2	2	3	3	3	3	3	3
Flächenraum eines jeden Saales . .	59	69	127	139	177	267	371	492	600
Anzahl der Mulespindeln, welche im Carderiesaal aufgestellt sind .	—	—	—	—	210	1200	2280	3575	4774
Raum, welchen die Spindeln im Carderiesaal einnehmen	—	—	—	—	17	97	184	289	386
Raum, den sämmtliche Vorwerke im Carderiesaal einnehmen	59	69	127	139	159	172	188	203	216

Diese Räume sind als Minima zu betrachten. Bureau, Magazine und andere Lokalitäten sind nicht mitgerechnet.

Der Carderiesaal enthält in Spinnereien für grobes und mittelfeines Garn nur allein Vorwerke; in Feinspinnereien dagegen wird auch ein Theil der Spinnstühle daselbst aufgestellt. Die zweit- und drittletzte Horizontalreihe geben hierüber näheren Aufschluss.

408.

Angaben für die Disposition der Maschinen einer Spinnerei und für die Anordnung der Transmission. Tafel XLI.

Diese Tafel enthält die wichtigsten Daten für die Disposition der Maschinen und für die Anordnung der Transmission. Diese Daten sind: 1) Die Hauptabmessungen der Maschinen. 2) Der Platz für die Triebrollen. 3) Grösse und Geschwindigkeit dieser Rollen.

Die Bedeutung der Buchstaben ist:

K Anzahl der Köpfe einer Streckbank,
S Anzahl der Spindeln oder Röhren einer Maschine,
L Länge einer Maschine mit S Spindeln oder Röhren,
s Anzahl der Spindeln oder Röhren, welche zu einem System vereinigt sind,
l Länge eines Systems,
Nr. die Nummer, welche dem Produkt (Band, Lunte, Garn) entspricht, das eine Maschine liefert.

409.

Gewicht von einem Meter Länge einer Watte, eines Bandes, einer Lunte oder eines Garnfadens von einer gewissen Nummer.

Es sei:
G dieses Gewicht in Kilg., und
N die der Feinheit des Produktes entsprechende Nummer,
so ist:

$$G = \frac{1}{2000\,N} \qquad N = \frac{1}{2000\,G}$$

410.

Lieferung einer Maschine oder eines Organes.

Nennt man:
C (in Meter und per 1″) die Geschwindigkeit, mit welcher sich eine Watte, eine Lunte oder ein Garnfaden an irgend einer Stelle einer Maschine fortbewegt,
N die Nummer, welche der Feinheit des Produkts entspricht,
L die Lieferung in Kilg. und in 12 Arbeitsstunden, welche jener Bewegung entspricht,

so hat man:

$$L = 21{\cdot}6 \frac{C}{N} \qquad N = 21{\cdot}6 \frac{C}{L}$$

411.

Die Garn-Waage.

Die Garn-Sortir-Waagen sollen in der Weise angeordnet werden, dass der Zeiger horizontal steht, wenn ein Strähn aufgelegt wird, dessen Nummer gleich ist dem arithmetischen Mittel aus der niedrigsten und höchsten Nummer, die mit der Waage sortirt werden soll, dass ferner der Zeiger 45° aufwärts zeigt, wenn ein Strähn von der niedrigsten, und 45° abwärts, wenn ein Strähn von der höchsten Nummer aufgelegt wird.

Nennt man:

N die höchste, n die niedrigste } Nummer, die mit der Waage sortirt werden soll,

$90^0 + \alpha$ den Winkel, den die Linien zusammen bilden, welche vom Drehungspunkt des Winkelhebels nach dem Schwerpunkt desselben und nach dem Anhängepunkt gezogen werden können,

p das Gewicht des Winkelhebels in Kilogrammen,

a die Entfernung des Schwerpunktes vom Drehungspunkt des Winkelhebels,

b die Entfernung des Anhängepunktes vom Drehungspunkt des Winkelhebels,

so hat man folgenden Bedingungen zu entsprechen, damit die Waage die Eingangs ausgesprochene Eigenschaft erhält:

$$\text{tang}\ \alpha = \frac{N + n}{N - n}; \quad p = 2\ \frac{b}{a}\ \frac{\sin \alpha}{N + n}$$

Für N = 60, n = 20 findet man:

$$\alpha = 63^0\ 26'; \quad p = 0{\cdot}0224\ \frac{b}{a}\ \text{Kilg.}$$

Die Skala auf dem Bogen muss so gemacht werden, dass nicht die Bogenintervalle, sondern dass die Tangentenintervalle gleich gross werden.

412.

Erfahrungsresultate über mechanische Weberei.

Die folgenden zwei Tabellen enthalten die wichtigsten Erfahrungsresultate über die mechanische Weberei von glatten Baumwollgeweben.

Benennung des Gewebes.	Nr. der Kette.	Nr. des Eintrages.	Anzahl der Ketten- oder Eintragfäden auf 1 Centimeter.	Anzahl der Kammbewegungen per 1 Minute.	Gewicht von einem Quadratmeter Gewebe.	Gewobene Fläche in 12 Stund. in Quadratm.		Gewicht der in 12 Stunden gewobenen Fläche.	Anzahl d. Webstühle, um täglich 100 Kilg. Garn zu verweben.
						theoret.	praktisch.		
Cretonne	10	12	17	114	0·158	48	36	5·69	18
„	15	18	20	110	0·130	39	29	3·77	27
„	20	25	23	107	0·104	33	24	2·50	40
Calicot	25	32	26	104	0·091	29	22	2·00	50
„	30	39	29	101	0·084	25	19	1·60	63
„	35	45	31	98	0·078	23	17	1·33	75
„	40	52	34	94	0·075	20	15	1·13	88
„	45	59	37	91	0·072	18	13	0·94	107
Mousseline	50	66	39	88	0·068	16	12	0·82	123
„	55	71	41	85	0·066	15	11	0·73	138
„	60	80	45	82	0·065	13	9·7	0·63	159
„	65	86	47	78	0·063	12	9·0	0·57	176
Jaconet	70	·93	50	75	0·062	11	8·3	0·51	194
„	75	100	53	72	0·062	9·7	7·3	0·45	221
„	80	107	56	69	0·061	8·8	6·6	0·40	248
„	85	116	59	66	0·061	8·0	6·0	0·37	273
„	90	120	61	62	0·060	7·3	5·4	0·32	309
„	95	129	66	59	0·060	6·5	4·9	0·29	340
„	100	134	67	56	0·059	6·0	4·5	0·26	377

Benennung der Maschinen.	Anzahl d. Maschinen für 100 Webstühle.	Anzahl d. Maschinen, um täglich 100 Kilg. Garn von Nr. 30 bis 40 zu verweben.	Betriebskraft in Pferden für eine Maschine.	Platz für die Aufstellung einer Maschine in Quadratmetern.	Umdrehungen der Triebrollen per 1 Minute.
Webstuhl	100	88	0·10	4·06	100
Schlichtmaschine . .	3 bis 4	2·6 bis 3·5	0·70	30	130 bis 140
Spulmaschine mit 144 Spindeln	1	0·88	0·20	10	110 bis 120
Zettelmaschine . . .	2	1·76	0·10	32	95

Eisenfabrikation.

Roheisenerzeugung.

413.

Eisengehalt verschiedener Erze.

Die folgende Tabelle gibt eine Uebersicht von dem Eisengehalt verschiedener Eisenerze.

Spezies.	Varietät.	Eisengehalt Minimum.	Eisengehalt Maximum.
Eisenoxyduloxyd	Magneteisenstein	0·60	0·70
Eisenoxyd	Eisenglanz	0·40	0·60
	Rotheisenstein	0·50	0·70
	Eisenocker	0·35	0·45
Eisenoxyd-Hydrat	Schwarzeisenstein	0·30	0·40
	Brauneisenstein	0·40	0·50
	Gelbeisenstein	0·35	0·55
Kohlensaures Eisenoxydul	Spatheisenstein, Eisenspath	0·35	0·45
	Brauneisenstein	0·35	0·45
	Thoniger Eisenspath	0·30	0·45
Eisensilikat	Oxydul	0·15	0·45
	Oxyd	0·15	0·45

414.

Das Rösten der Erze.

In einem Röstofen können in 24 Stunden 15000 bis 20000 Kilg. Erze geröstet werden, und für 100 Kilg. Erze sind 4 bis 5 Kilg. Steinkohlen erforderlich.

415.

Gewicht der Holzkohlen.

Das Gewicht von 1 Kubikmeter Holzkohle ist:

für Kohle aus Buchenholz (Knippelholz)	260 bis 280	Kilg.
„ „ „ „ (Wipfelholz)	230 „ 240	„
„ „ „ Eichenholz (Knippel)	220 „ 230	„
„ „ „ „ gescheitert	200 „ 210	„
„ „ „ weichem Holz	140 „ 180	„
„ „ „ Fichten- und Tannenholz	180 „ 220	„

416.

Verhältniss zwischen Holz und Kohle.

Das Gewichtsverhältniss zwischen Holz und Kohle ist:

1) wenn die Verkohlung schnell erfolgt . . 0·12 bis 0·18
2) wenn die Verkohlung langsam erfolgt . 0·32 „ 0·33
3) in den gewöhnlichen Fällen . . . . . 0·26 „ 0·27

Das Verhältniss zwischen dem Volumen der Kohle und dem Volumen des Holzes, aus welchem dasselbe entstanden ist, beträgt 0·5 bis 0·8. Die Haufen enthalten gewöhnlich 45 bis 60 Kubikmeter Holz. Die Dauer der Operation ist 6 bis 8 Tage.

417.

Gedörrtes Holz.

Man hat in neuerer Zeit versucht, halbverkohltes Holz statt Holzkohlen für den Betrieb der Hochöfen anzuwenden, und es haben sich dabei im Allgemeinen ökonomisch günstige Resultate ergeben. Das Dörren oder Halbverkohlen geschieht in gusseisernen Kästen, die einer bis zu 300° erhitzten Luft ausgesetzt werden. Man erhält aus 100 Gewichtstheilen Holz 45 bis 60 Gewichtstheile gedörrtes Holz.

418.

Verkohlung der Steinkohlen. Coaksbereitung.

Wenn die Verkohlung in freien Haufen geschieht, erhält man unter günstigen Umständen:

aus 100 Gewichtstheilen	Gewichtstheile Coaks
fetten Kohlen	40 bis 45
mittleren Kohlen . . .	50 „ 55
mageren Kohlen . . .	60 „ 70

Die Dauer der Verkohlung ist bei ruhiger Luft:

für magere Kohlen . . 14 bis 15 Stunden
für fette Kohlen . . . 36 „ 48 „

Wenn die Verkohlung in geschlossenen Oefen geschieht, gewinnt man von 100 Kilogramm Steinkohlen 65 bis 69 Kilogramm Coaks. Die Dauer der Operation ist 21 bis 22 Stunden*).

*) Bezeichnet man mit C die theoretische Ausbeute an Coaks von 100 Kilgr. Steinkohlen, welche durch einen Vercoakungsversuch im Tiegel (Erhitzung unter Luftabschluss) für die betreffende Kohlensorte zu bestimmen ist und = 60 — 95

Erfahrungen über den Hochofenbetrieb.

419.

Quantität der Produktion eines Holzkohlen-Hochofens.

Die Roheisenmenge, welche ein Hochofen liefert, richtet sich vorzugsweise nach seinem grössten Horizontalquerschnitt und nach der Luftmenge, die in den Ofen getrieben wird. Die Höhe des Ofens hat nur einen geringen Einfluss auf die Quantität der Produktion, vorausgesetzt, dass sie der Schmelzbarkeit der Erze ungefähr angemessen ist. — Für Erze, die ungefähr gleich leicht schmelzbar sind, geben die an Eisengehalt reichsten die grösste Produktion. — Um das Maximum der Produktion zu erhalten, muss die Höhe des Ofens für schwer schmelzbare Erze und für dichtere Kohlen grösser sein, als für leicht schmelzbare Erze und leichte Kohlen.

420.

Wind.

Die Luftmenge, welche in einen Hochofen mit Holzkohlenbetrieb eingeblasen werden muss, um einen günstigen Gang zu erhalten, beträgt für jeden Quadratmeter seines grössten Querschnitts 10·3 bis 12·8 Kubikmeter per 1 Minute, falls die Dichte der Luft auf jene der Atmosphäre zurückgeführt ist. Beträgt die Luftmenge weniger, so nimmt die Quantität der Produktion ab, und der Kohlenaufwand nimmt verhältnissmässig zu. Beträgt die Luftmenge mehr, so nimmt der Brennstoffaufwand zu, ohne dass die Eisenproduktion wächst.

Kilgr. gefunden wird, so ist nach *R. Peters* (Ingenieur-Kalender von *P. Stühlen*) die effektive Ausbeute an Coaks pro 100 Kilgr. Steinkohle

bei den *Appolt*'schen Oefen (Einsatz pro Kammer: 28 Ctr., Dauer der Vercoakung: 24 Stunden) = C,

bei den Ofensystemen *Smet* und *Gobiet* mit Sohlenheizung (Einsatz: 40—45 Ctr., Dauer der Vercoakung: 24 Stunden) = 0·95 C,

bei den Systemen *Rexroth* und *François* mit Sohlenheizung (Einsatz: 80 bis 100 Ctr., Dauer der Vercoakung: 48 Stunden) = 0·9 C,

bei runden Kuppelöfen und breiten viereckigen Oefen ohne Sohlenheizung (Einsatz: 60—100 Ctr., Dauer der Vercoakung: 36—60 Stunden) = 0·8 C bis 0·85 C. G.

421.

Verbrauch an Holzkohle.

Wenn der Gang eines Hochofens vortheilhaft geregelt ist, werden per 1 Stunde und per 1 Quadratmeter des grössten Querschnittes 80 bis 100 Klg. Holzkohlen verbrannt. — Durch Vergleichung des Luftbedarfes mit dem Kohlenverbrauch ergibt sich, dass für 1 Klg. Holzkohle 7·69 Kubikmeter Luft erforderlich sind. — Der Aufwand an Holzkohle für 100 Kilg. Eisenproduktion ist für verschiedene Erze wie folgt:

Beschaffenheit der Erze.	Eisengehalt der Erze in 100 Kilg. Erz.	Holzkohlenaufwand in Klg. zur Darstellung von 100 Kilg. Roheisen.
Leicht schmelzbare Erze	25 bis 30	66 bis 90
	30 „ 35	90 „ 110
	35 „ 40	110 „ 130
Erze von mittlerer Schmelzbarkeit	30 „ 40	110 „ 140
	40 „ 50	140 „ 180
	50 „ 60	180 „ 210
Schwer schmelzbare Erze	30 „ 40	160 „ 200
	40 „ 50	200 „ 250
	50 „ 60	250 „ 300

Die unteren Grenzen für den Kohlenaufwand entsprechen der Produktion von weissem und halbweissem, die oberen Grenzen dagegen der Darstellung von grauem Roheisen.

Niedrige Oefen consumiren verhältnissmässig zur Produktion mehr Brennstoff als hohe Oefen.

422.

Hochofenbetrieb mit Coaks und mit kalter Luft.

Zu einem regelmässigen und vortheilhaften Betrieb eines Hochofens mit Coaks sind für jeden Quadratmeter seines Querschnittes 6·25 bis 8·75 Kubikmeter Luft erforderlich. — Bei dieser Luftmenge beträgt der Coaksverbrauch für jeden Quadratmeter Querschnitt und per 1 Stunde 50 bis 70 Kilg. — Ein Kilg. Coaks braucht daher zum Verbrennen 7·5 Kubikmeter Luft*). Mit dieser Luftmenge braucht man zur Darstellung von 100 Kilg. Roheisen folgende Quantitäten Coaks:

*) Diese Luftmenge und ebenso die in Nr. 421 zu 7·69 Kubikmtr. angegebene Luftmenge pro 1 Kilg. Holzkohle würde ausreichend sein, den Kohlenstoff der ganzen Beschickung an Coaks oder Holzkohle zu Kohlensäure zu verbrennen.

für leicht schmelzbare Erze	180	bis	210 Kilg.
„ Erze von mittlerer Schmelzbarkeit	210	„	260 „
„ schwer schmelzbare Erze . . .	260	„	300 „

423.

Spannung der Luft in der Windleitung in der Nähe der Düsen.

Die für einen geregelten Hochofenbetrieb angemessene Spannung der Luft richtet sich vorzugsweise nach der Beschaffenheit des Brennstoffes. Der Unterschied zwischen dieser Spannung und dem äusseren atmosphärischen Luftdruck beträgt, in Quecksilberhöhen ausgedrückt:

	Centimeter		
für Kohlen aus weichem Holz .	2	bis	3
„ „ „ harzigen Hölzern	3	„	4
„ „ „ hartem Holz .	4	„	6
„ leichte Coaks	8	„	13
„ dichte Coaks	13	„	19

424.

Hochofenbetrieb mit erhitzter Luft.

Ueber den Betrieb der Hochöfen mit erhitzter Luft hat man bis jetzt im Wesentlichen folgende Erfahrungen gemacht.

1) Die Schmelzung erfolgt sehr regelmässig und schnell. Die Produktion ist um die Hälfte grösser, als bei Anwendung von kalter Luft.
2) Der Brennstoffaufwand zur Darstellung einer gewissen Quantität Roheisen ist selbst in dem Falle, wenn die Luft nicht durch die abgehenden Hochofengase erhitzt wird, um $\frac{1}{6}$ bis $\frac{1}{3}$ kleiner als bei Anwendung von kalter Luft.

Nach *R. Peters* (Ingenieur-Kalender von *P. Stühlen*) ist indessen der Windbedarf pro Minute nur = 0·001 A p Kubikfuss preuss., wenn

A den Verbrauch an Coaks (oder Holzkohle) in 24 Stunden,

p den Prozentgehalt der Coaks (oder Holzkohle) an Kohlenstoff bedeutet.

Hiernach wäre der Windbedarf pro 1 Kilg. Coaks oder Holzkohle

$$= 0{\cdot}0445 \text{ p Kubikmtr.}$$

insbesondere = 3·8 Kubikmtr. = 4·9 Kilg. mit p = 85 im Durchschnitt. Dies ist nur halb so viel, als oben und in Nr. 421 angegeben ist; in der That soll durch die zugeführte Luft der Kohlenstoff nur zu Kohlenoxyd verbrannt werden, welches reducirend auf das oxydirte Eisen wirkt. —

Nach *R. Peters* genügt 1 Kilg. Kohlenstoff der Brennstoffbeschickung zur Schmelzung von 2 Kilg. (Roheisen + Schlacke). G.

3) Die Luftmenge, welche für eine gewisse Roheisenproduktion in den Hochofen getrieben werden muss, ist um $\frac{1}{4}$ und die Spannung in der Windleitung um $\frac{1}{3}$ kleiner, als bei kalter Luft.
4) Die Anwendung von erhitzter Luft gestattet, dass die Coaks durch Steinkohlen, und dass die Holzkohlen durch Holz im natürlichen oder gedörrten (halbverkohlten) Zustande ersetzt werden können.
5) Das Roheisen, welches bei Anwendung von erhitzter Luft erhalten wird, ist sehr weich, dunkelgrau, hat eine geringe Festigkeit, und ist, weil es die Formen sehr scharf ausfüllt, vorzugsweise für Gusswaaren geeignet.
6) Die Qualität des Schmiedeisens, welche aus solchem Roheisen bereitet wurde, hat man bis jetzt in den meisten Fällen weniger befriedigend gefunden, was wohl seinen Grund darin haben mag, dass die Umstände, welche auf die Qualität des Eisens Einfluss haben, noch nicht genug bekannt sind und erst durch weitere Erfahrungen ausgemittelt werden müssen*).

425.

Schlackenbildung.

Eine quantitativ und qualitativ vortheilhafte Eisenproduktion ist immer mit einer gewissen Quantität von Schlackenbildung verbunden. Diese Schlackenmenge beträgt auf 100 Klg. Roheisen:

für Coakshochöfen, welche graues Gusseisen liefern	259	bis	298	Kilg.
für Coakshochöfen, welche weisses oder halbweisses Gusseisen liefern .	137	„	201	„
für Holzkohlenhochöfen, welche graues Gusseisen liefern	230	„	280	„
für Holzkohlenhochöfen, welche Roheisen zur Schmiedeisen-Bereitung liefern	120	„	170	„

*) Eine wenn schon geringere Erhitzung der Gebläseluft wird nach heutiger Praxis auch bei dem Hochofenbetrieb auf Puddelroheisen für vortheilhaft gehalten und angewendet. Ausser von der Qualität des zu erzielenden Eisens ist die angemessenste Temperatur der Gebläseluft von der Beschaffenheit der Erze und des Brennstoffs abhängig. Sie beträgt bei Holzkohlen 100—250°, bei Coaks 100—350°, bei Anthracit bis 400° und darüber; sie darf grösser sein bei dem Betrieb auf graues, als bei dem Betrieb auf weisses und halbirtes Roheisen.
G.

426.

Zuschläge.

Diese haben den Zweck, entweder die in den Erzen in zu grosser Menge befindliche Kieselerde durch basische Erde zu sättigen, oder den Mangel an Kieselerde durch quarzige Substanzen zu ersetzen, oder auch durch Bildung von mehreren und zusammengesetzten Silikaten die Verschlackbarkeit der Erden zu erhöhen.

427.

Dimensionen der Hochöfen.

Die folgenden Regeln sind durch Vergleichung von 20 Hochöfen erhalten worden. Die Dimensionen, welche man durch diese Regeln erhält, sind daher nur mittlere Werthe, und müssen in jedem besonderen Fall nach dem Grad der Schmelzbarkeit der Erze und nach der Beschaffenheit des Brennmaterials modifizirt werden.

Nennt man:

E die in Kilg. ausgedrückte Roheisenmenge, welche ein Hochofen in 24 Stunden liefern soll,

k den Brennstoffbedarf in Kilg. zur Darstellung von 100 Kilg. Roheisen,

D den Durchmesser des grössten Horizontalquerschnittes des Ofens,

H die Höhe des Ofens, vom Boden des Herdes bis zur Gicht gemessen, das Kamin jedoch nicht mitgerechnet,

so ist:

Für Holzkohlenhochöfen . . . $D = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{k\,E}{216000}}$ Meter

Für Coakshochöfen . . . . . . $D = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{k\,E}{117600}}$ „

Durchmesser der Gicht	0·43 D
Unterer Durchmesser der Rast .	0·31 D
Weite des Herdes	0·22 D
Länge des Herdes	0·60 D
Höhe des Ofens	H = 3·43 D
Höhe des Kamins über der Gicht	0·24 H
Höhe des Schachtes	0·66 H
Höhe der Rast	0·18 H
Höhe des Gestelles	0·16 H *)

*) Nach *R. Peters* sind als Mittelwerthe die folgenden Dimensionen anzunehmen:

428.

Produktionsfähigkeit, Brennstoffverbrauch und Luftbedarf von Hochöfen verschiedener Grösse.

Die folgende Tabelle gibt eine Uebersicht über die Produktion und Consumtion von Hochöfen verschiedener Grösse. Zur Berechnung dieser Tabelle wurde angenommen:

Für Coaksöfen *):
- 235 Kilg. Coaks für 100 Klg. Roheisen.
- 6·18 Kubikmeter Luft per 1 Minute und per 1 Quadratmeter Querschnitt.
- 49 Kilg. Coaks per 1 Stunde und per 1 Quadratmeter Querschnitt.

Für Holzkohlenöfen:
- 160 Kilg. Holzkohlen für 100 Kilg. Roheisen.
- 11·56 Kubikmeter Luft per 1 Minute und per 1 Quadratmeter Querschnitt.
- 90 Kilg. Holzkohlen per 1 Stunde und per 1 Quadratmeter Querschnitt.

	Hochöfen für Holzkohlen.	Hochöfen für Coaks.
Höhe des Ofens	10 Mtr.	15 Mtr.
Höhe des Gestells	1·6 „	1·9 „
Höhe der Rast	1·9 „	3·1 „
Höhe des Schachtes	6·5 „	10 „
Durchmesser der Gicht	1·25 „	2·8 „
Durchmesser des Kohlensacks	2·5 „	4·4 „
Zahl der Düsen	2	3—6
Höhe der Düsenmitte über dem Bodenstein	0·47 Mtr.	0·78 Mtr.

Statt dass die Rast und der Schacht in Form von zwei Kegeln unmittelbar im Kohlensack als der gemeinschaftlichen Basis zusammenstossen, wird bei neueren Hochöfen nach schottischem Muster häufig ein cylindrischer, nach Oben allmählig abgerundeter Kohlensack von 2 bis 3 Mtr. Höhe eingeschaltet. Bei manchen Hochöfen ist das Obergestell mit der Rast, bei anderen das ganze Gestell mit der Rast zu einer gleichmässigen Steigung vereinigt. G.

*) Bei den heutigen Verhältnissen sind die Betriebsresultate der in der Regel mit warmer Gebläseluft betriebenen Coakshochöfen wesentlich günstiger; insbesondere verbrauchen sie durchschnittlich weniger Coaks, als 235 Kilg. pro 100 Kilg. Roheisen, und bedeutend weniger Luft, als 7·57 Kilg. pro 1 Kilg. Coaks, wie es den obigen Annahmen entsprechen würde.

Nach *R. Peters* produciren die rheinisch-westphälischen Coakshochöfen, welche meist Mischungen von Spatheisenstein, Rotheisenstein, Kohleneisenstein und anderen Eisenerzen verarbeiten, bei dem Betrieb auf halbirtes Puddelroheisen und 300—350° Windtemperatur im Durchschnitt täglich 25000 Kilg. Roheisen (40 % der Beschickung an Eisenstein). Pro 100 Kilg. Roheisen werden dabei 125 Kilg. Coaks und 100 Kilg. Kalkstein verbraucht. Das Windquantum (auf atmosphärische Dichtigkeit bezogen) beträgt 3·9 Cubikmeter pro 1 Kilg. Coaks.

D Weite des Ofens.	H Höhe des Ofens.	*Holzkohlenöfen mit kalter Luft.*			*Coaksöfen mit kalter Luft.*		
		Produktion an Roheisen in 24 Stund.	Holzkohlenverbrauch in 24 Stund.	Luftbedarf in 1 Minute in Kubikmetern.	Produktion an Roheisen in 24 Stund.	Coaksverbrauch in 24 Stund.	Luftbedarf in 1 Minute in Kubikmetern.
Meter.	Meter.	Kilg.	Kilg.		Kilg.	Kilg.	
2·0	6·86	4241	6786	36·3	1572	3695	19·4
2·5	8·58	6627	10603	56·7	2457	5773	30·3
3·0	10·3	9543	15268	81·7	3537	8313	43·7
3·5	12·0	12989	20782	111·2	4814	11314	59·5
4·0	13·7	16964	27143	145·3	6289	14778	77·7
4·5	15·4	21471	34353	183·9	7959	18703	98·3
5·0	17·2	26507	42412	227·0	9826	23091	121·3

Hochofengebläse.

429.

Luftbedarf eines Hochofens.

Der Luftbedarf der Hochöfen ist, wie schon früher angegeben wurde:

Für Holzkohlenöfen { 10·25 bis 12·85 Kubikmeter per 1 Minute und per 1 Quadratmeter des grössten Querschnitts.

Für Coaksöfen . . { 6·18 Kubikmeter per 1 Minute und per 1 Quadratmeter des grössten Querschnittes *).

Die schlesischen Coakshochöfen verarbeiten meist milde Brauneisensteine und erzielen bei einer Windtemperatur von 250° täglich 12000—30000 Kilg. Roheisen (27 — 30 % des Eisensteins) bei einem Verbrauch von 150 — 200 Kilg. Coaks und 120 — 150 Kilg. Kalkstein pro 100 Kilg. Roheisen.

Bezieht man den Coaksverbrauch auf die Beschickung an Eisenstein und Zuschlägen (hier Kalkstein), so ergiebt sich hiernach ein durchschnittlicher Bedarf von 1 Kilg. Coaks für 2·8 Kilg. Beschickung an Eisenstein und Kalkstein. G.

*) Siehe übrigens die Bemerkungen zu Nr. 422 und 428. G.

430.

Die Pressung in der Windleitung

richtet sich nach der Natur des Brennstoffes und ist in Nr. 423 angegeben.

431.

Die Geschwindigkeit des Kolbens

ist bei kleineren hölzernen Kastengebläsen . $0{\cdot}75^m$ bis 1^m
bei grösseren eisernen Cylindergebläsen *) $0{\cdot}9^m$ „ $1{\cdot}2^m$

432.

Das Verhältniss zwischen der eingesaugten und ausgeblasenen Luftmenge

ist bei hölzernen Kastengebläsen . . . $\frac{10}{6}$

bei eisernen Cylindergebläsen . . . $\frac{4}{3}$

433.

Querschnitt eines Gebläsecylinders oder eines Gebläsekastens.

Nennt man:

𝔙 das Luftvolumen, welches ein Cylinder oder ein Kasten per 1″ in den Hochofen liefern soll (auf 0° Temperatur reducirt),
t die Temperatur der eingesaugten Luft,
O den Querschnitt eines Cylinders oder eines Kastens,
v die Geschwindigkeit des Kolbens per 1″,

so ist:

für einfach wirkende hölzerne Kastengebläse:

$$O = 2\,\frac{10}{6}\,\frac{\mathfrak{V}}{v}\,(1 + 0{\cdot}00367\,t)$$

für doppeltwirkende eiserne Cylindergebläse:

$$O = \frac{4}{3}\,\frac{\mathfrak{V}}{v}\,(1 + 0{\cdot}00367\,t)$$

---

*) Nach heutiger Praxis ist 1·2 Mtr. eher als Mittelwerth zu betrachten. G.

434.

Die Länge des Kolbenschubes

ist bei Cylindergebläsen gewöhnlich gleich dem Durchmesser des Kolbens*), bei Kastengebläsen gleich $\frac{3}{4}$ von der Weite eines Kastens.

435.

Querschnitt der Saugventile.

Dieser ist bei Kastengebläsen gleich $\frac{1}{15}$ bis $\frac{1}{12}$ vom Querschnitt eines Kastens; bei Cylindergebläsen gleich $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{9}$ vom Querschnitt eines Cylinders.

436.

Querschnitt der Druckventile.

Gleich $\frac{1}{22}$ vom Querschnitt des Cylinders oder des Kastens.

437.

Windleitung.

Für kalte Luft ist der Querschnitt der Windleitung gleich $\frac{1}{20}$ von der Summe der Querschnitte sämmtlicher doppelt wirkenden Cylinder oder $\frac{1}{40}$ von der Summe der Querschnitte sämmtlicher einfach wirkenden Kasten. Für erhitzte Luft muss dieser Querschnitt noch im Verhältniss $1 + 0{\cdot}00367\ T : 1$ vermehrt werden. Hierbei bezeichnet T die Temperatur der erhitzten Luft.

438.

Regulator mit unveränderlichem Volumen.

Das Volumen eines solchen Regulators (Windkessels) soll 40 bis 60 Mal so gross sein, als das Luftvolumen, welches derselbe in jeder Sekunde aufzunehmen und abzugeben hat.

---

*) Dieses Verhältniss entspricht einem durchschnittlichen Kolbendurchmesser von 1·6 Mtr. Bei kleinerem Durchmesser geht man mit der Schublänge bis auf das 1·2 fache desselben hinauf, bei grösserem bis auf das 0·8 fache desselben hinab. G.

439.

Anzahl der Düsenöffnungen.

Holzkohlenöfen erhalten nur eine Düse, wenn die per 1 Minute einzublasende Luftmenge nicht mehr als 30 Kubikmeter beträgt. Coaksöfen erhalten immer wenigstens zwei Düsen. Beträgt die einzublasende Luftmenge 70 bis 100 Kubikmeter per 1 Minute, so sind drei Düsen erforderlich.

440.

Summe der Querschnitte sämmtlicher Düsenöffnungen *).

Nennt man:

o die Summe der Querschnitte aller Düsenöffnungen,

𝔙 das Volumen, welches die Luft, die per 1" in den Hochofen getrieben werden soll, bei 0 Grad Temperatur und unter dem atmosphärischen Luftdruck einnimmt,

P die Pressung der Luft in der Windleitung in der Nähe der Düsenöffnungen,

p die Pressung im Hochofen, welche nahe dem atmosphärischen Druck gleich ist,

T die Temperatur der Luft in der Windleitung,

k den Contraktionscoeffizienten für die Düsenöffnungen, in der Regel = 0·9 bis 0·95,

U die Geschwindigkeit, mit welcher die Luft aus den Düsenöffnungen tritt,

g = 9·808 die Endgeschwindigkeit nach der ersten Sekunde beim freien Fall der Körper,

so ist:

$$U = \sqrt{2g \frac{10333(1 + 0{\cdot}00367\,T)}{1{\cdot}3} \operatorname{lognat} \frac{P}{p}}$$

$$o = \frac{\mathfrak{V}(1 + 0{\cdot}00367\,T)}{k\,U}$$

Die Resultate, welche diese Formeln mit k = 0·9 und p = 76 Centimeter Quecksilbersäule liefern, sind in folgender Tabelle enthalten:

---

*) Siehe auch Nr. 58 des Anhanges. G.

Pressung der Luft in der Windleitung in Quecksilber-Centimetern.	T = 12°		T = 300°	
	U	$\frac{\mathfrak{B}}{o}$	U	$\frac{\mathfrak{B}}{o}$
2	65	56	92	40
3	79	68	113	48
4	91	79	130	56
6	111	96	158	68
8	128	110	181	78
10	142	122	201	86
12	154	133	219	94
14	166	143	235	101
16	176	152	250	107
18	186	160	264	113

441.

Betriebskraft für die Gebläse).*

Nennt man:

$\mathfrak{B}$ das Volumen in Kubikmetern, welches die Luft, die per 1″ in

*) Nach einer Untersuchung des Herausgebers (Zeitschr. des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. VIII. pag. 47 und pag. 101) ist der Effekt eines Gebläses genauer auf folgende Weise zu berechnen. Es sei (Längeneinheit: 1 Meter):

1) für ein *Cylindergebläse mit Ventilen*, insbesondere mit Klappenventilen:

F die wirksame Kolbenfläche (= Cylinderquerschnitt — Querschnitt der Kolbenstange),

F_1 die Summe der Saugventilöffnungen,

F_2 „ „ „ Druckventilöffnungen,

f der Querschnitt, d der (mittlere) Durchmesser, l die Länge der Windleitung bis zum Regulator,

c die mittlere Kolbengeschwindigkeit,

V das pro Sekunde in den Regulator geförderte Luftvolumen, bezogen auf atmosphärische Dichtigkeit,

ψ der Fördergrad $= \frac{2V}{Fc}$ bei einfach wirkendem Gebläse,

$= \frac{V}{Fc}$ bei doppelt wirkendem Gebläse,

ϱ ein Coeffizient, welcher sich auf den Effektverlust durch die Reibung der Maschine, insbesondere des Kolbens und der Kolbenstange, bezieht,

N die Nutzpferdestärke der Kraftmaschine zum Betrieb des Gebläses;

b, b_1, b_1 und b_2 seien Quecksilbersäulenhöhen, und zwar entsprechend:

b dem äusseren Luftdruck (Barometerstand),

den Hochofen getrieben werden soll, bei 0 Grad Temperatur und unter dem Druck der Atmosphäre einnimmt,

---

h dem Ueberdruck der Luft im Windregulator,
h_1 dem Ueberschuss des äusseren Luftdrucks über dem mittleren Druck im Cylinder hinter dem saugenden Kolben,
h_2 dem Ueberschuss des mittleren Drucks im Cylinder vor dem Kolben über dem Druck im Windregulator,
$H = h + h_1 + h_2$.

Dann ist:

$$\frac{N}{V} = \frac{10333}{75}\,\frac{1+\varrho}{\psi}\left(1 + \frac{h_1}{H} - 0{\cdot}355\,\frac{H}{b} + 0{\cdot}2\,\frac{H^2}{b^2}\right)\frac{H}{b}$$

mit $\frac{h_1}{b} = \frac{(1+\zeta_1)\,c^2}{100000}$

$$\frac{h_2}{b} = \frac{\left(1+\zeta_2+\frac{1}{40}\,\frac{l}{d}\right)c^2}{100000}\left(\frac{\psi F}{f}\right)^2\left(1 + 1{\cdot}42\,\frac{h}{b} - 1{\cdot}2\,\frac{h^2}{b^2}\right)$$

$$\zeta_1 = \left(4\,\frac{F}{F_1} - 1\right)^2; \quad \zeta_2 = \left(3\,\frac{f}{F_2} - 1\right)^2$$

Insbesondere mit:

$$\frac{F}{F_1} = 9; \quad \frac{F}{F_2} = \frac{F}{f} = 20; \quad \frac{l}{d} = 50; \quad \psi = 0{\cdot}75; \quad \varrho = 0{\cdot}09$$

ist:

$$\frac{10333}{75}\,\frac{1+\varrho}{\psi} = 200$$

$$\frac{h_1}{b} = 0{\cdot}012\,c^2; \quad \frac{h_2}{b} = 0{\cdot}014\,c^2\left(1 + 1{\cdot}42\,\frac{h}{b} - 1{\cdot}2\,\frac{h^2}{b^2}\right)$$

und ergeben sich dann mit $b = 0{\cdot}76$ für verschiedene Werthe von h und c die folgenden Werthe von $\frac{N}{V}$:

	h = 0·03	0·06	0·10	0·14	0·18	0·22
c = 1; $\frac{N}{V}$ =	15·3	22·9	32·7	42·2	51·5	60·4
c = 1·2; „ =	18·6	26·2	36·0	45·5	54·7	63·7
c = 1·4; „ =	22·5	30·1	39·9	49·4	58·6	67·5

2) Für ein *Schiebergebläse* mögen

F, f, d, l, c, V, ψ, ϱ, N, b, h, h_1, h_2, H

die obigen Bedeutungen haben; ferner sei, an der Schieberbahn gemessen:
e die Breite der Luftwege senkrecht zur Schieberbewegung,
a die Weite der Luftwege im Sinne der Schieberbewegung,
a_1 die Breite der Schieberfläche im Sinne von a, also
$a_1 - a$ = der Summe der äusseren und inneren Deckung des Schiebers.

P die Pressung der Luft in der Windleitung auf 1 Quadratmeter,
N den Nutzeffekt, welchen die Betriebsmaschine entwickeln muss, in Pferdekräften ausgedrückt,

---

Dann ist zu setzen:

$$\frac{N}{V} = \frac{10333}{75}\,\frac{1+\varrho}{\psi}\left(1{\cdot}42 + \frac{h_1}{H} - 0{\cdot}955\,\frac{H}{b} + 0{\cdot}2\,\frac{H^2}{b^2} - 0{\cdot}01\,\frac{b}{H}\right)\frac{H}{b}$$

mit $\frac{h_1}{b} = \frac{(1+\zeta_1)\,c^2}{66560}$

$$\frac{h_2}{b} = \frac{(1+\zeta_2)\left(1+0{\cdot}71\,\frac{h}{b}\right) + \frac{1}{60}\,\frac{l}{d}\left(1+1{\cdot}42\,\frac{h}{b} - 1{\cdot}2\,\frac{h^2}{b^2}\right)}{66560}\left(\frac{\psi F}{f}\right)^2 c^2$$

$$\zeta_1 = \left(\frac{3}{2}\,\frac{F}{a\,e} - 1\right)^2; \quad \zeta_2 = \left(2\,\frac{f}{a\,e} - 1\right)^2$$

Dabei ist der schädliche Raum auf jeder Seite des Gebläsecylinders $= 0{\cdot}05$ F s angenommen, unter s den Kolbenschub verstanden; ferner beruhen die Formeln auf der Voraussetzung einer möglichst vortheilhaften Anordnung des Schiebers, welche durch folgende Gleichungen bestimmt ist, wenn α den Nacheilungswinkel, d. h. den Winkel bedeutet, um welchen die den Schieber bewegende Kurbel hinter ihrer mittleren Stellung in dem Augenblicke noch zurück ist, in welchem der Kolben sich am Schubende befindet:

$$\sin\alpha = \sqrt{0{\cdot}709\,\frac{H}{b}\left(1 - 0{\cdot}855\,\frac{H}{b}\right)}$$

$$\frac{a_1}{a} = \frac{1+\sin\alpha}{1-\sin\alpha}\quad \begin{cases} \text{Aeussere und innere Deckung} = \frac{a_1 - a}{2} \\ \text{Schieberweg} = a_1 + a. \end{cases}$$

Insbesondere mit:

$$\frac{F}{a\,e} = \frac{F}{f} = 8; \quad \frac{l}{d} = 60; \quad \psi = 0{\cdot}75; \quad \varrho = 0{\cdot}09$$

ist:

$$\frac{10333}{75}\,\frac{1+\varrho}{\psi} = 200$$

$$\frac{h_1}{b} = \frac{c^2}{550}; \quad \frac{h_2}{b} = \frac{c^2}{620}\left(1 + 0{\cdot}95\,\frac{h}{b} - 0{\cdot}4\,\frac{h^2}{b^2}\right)$$

Hiermit und mit b $= 0{\cdot}76$ ergiebt sich z. B. für c $= 2$ Mtr. und

$h =$	0·03	0·06	0·10
$\frac{N}{V} =$	13·9	24·2	36·9

Schiebergebläse gestatten zwar eine grössere Kolbengeschwindigkeit, allein es ist zu vermuthen, dass im Durchschnitt ψ kleiner, ϱ grösser ist, als hier in Uebereinstimmung mit den Ventilgebläsen angenommen wurde. Auch ist ihre Wirkung sehr wesentlich von der richtigen Funktion des Schiebers abhängig, deren Störung um so schädlicher ist, je höher die Windpressung. G.

so ist:

$$N = \frac{1 \cdot 7 \times 10333}{75} \text{ lognat } \frac{P}{10333} \times \mathfrak{B}$$

Die Resultate, welche diese Formel liefert, sind in folgender Tabelle enthalten:

Ueberdruck in der Windleitung in Quecksilberhöhen	Centimeter.								
	3	4	6	8	10	12	14	16	18
$\frac{N}{\mathfrak{B}} = \frac{\text{Pferdekraft}}{\text{Luftvolumen}}$	9·1	12·0	17·8	23·4	29·0	34·3	39·6	44·7	49·8

442.

Apparate zur Erhitzung der Luft.

Temperatur, bis zu welcher die Luft erhitzt werden soll		300°
Vortheilhafteste Heizfläche, um 1 Kubikmeter Luft per 1 Minute zu erhitzen .		0·8 bis 1 Quadratmeter
Vortheilhafteste Geschwindigkeit der Luft in den Wärmeröhren und in der Röhre, durch welche sie von dem Heizapparat nach den Düsenöffnungen geleitet wird		10ᵐ bis 15ᵐ
Brennstoffaufwand, um 1 Kubikmeter Luft zu erhitzen	Holz . .	$\frac{1}{15}$ Kilg.
	Steinkohlen	$\frac{1}{30}$ „
Nutzeffekt des Heizapparats		0·5*)

*) Ist η dieser Nutzeffekt und k der Heizwerth des Brennstoffs, so ist der Aufwand an demselben, um 1 Kubikmeter Luft von atmosphärischer Dichtigkeit um 300° unter constantem Druck zu erhitzen, allgemein $= \frac{93}{\eta k}$. G.

Schmiedeisen-Fabrikation.

Nach englischer Art.

443.

Verhältnisse zwischen Feineisen, Puddeleisen und fertigem Schmiedeisen.

Roheisen Kilg.		Feineisen Kilg.		Puddeleisen Kilg.		Schmiedeisen Kilg.
1·50	gibt	1·35	gibt	1·20	gibt	1·00
1·25	„	1·13	„	1·00	„	0·83
1·11	„	1·00	„	0·89	„	0·74
1·00	„	0·90	„	0·80	„	0·67

444.

Brennstoffaufwand für verschiedene Operationen.

Um 1 Kilg. Roheisen in Feineisen umzuwandeln, braucht man 0·30 bis 0·35 Kilg. Coaks.

Um 1 Kilg. Feineisen in Puddeleisen umzuwandeln, braucht man 1 Kilg. Steinkohlen.

Um 1 Kilg. weisses Roheisen zu puddeln, braucht man 1·4 bis 1·5 Kilg. Steinkohlen.

Wenn die Arbeitsmaschinen (Gebläse, Hämmer und Walzwerke) mit Dampfmaschinen getrieben werden, braucht man zum Betrieb derselben für jedes Kilg. fertiges Eisen $\frac{1}{5}$ Kilg. Steinkohlen.

445.

Wöchentliche Produktion der Oefen und der Maschinen.

Eine Finerie mit 6 Düsen producirt per 1 Woche 130 Tonn. fein Metall
„ „ „ 4 „ „ „ 1 „ 90 „ „ „
„ „ „ 3 „ „ „ 1 „ 48 „ „ „

Ein Puddelofen liefert wöchentlich 17 Tonnen Eisen, wenn fein Metall, und 11 Tonnen, wenn Roheisen gepuddelt wird.

Wegen oftmal eintretender Reparaturen muss die Anzahl der Puddelöfen um die Hälfte grösser genommen werden.

Die Anzahl der Schweissöfen verhält sich zu jener der Puddelöfen wie 5 : 12*).

*) *R. Peters* (Ingenieur-Kalender von *P. Stühlen*) macht folgende Angaben über

446.

Abmessungen, Geschwindigkeiten, Betriebskräfte und wöchentliche Produktion der Maschinen.

Stirnhammer *).

Gewicht des Hammerkörpers	4000 Kilg.
Gewicht des Ambos-Stockes	4000 „
Gewicht der Daumentrommel	4000 „
Halbmesser des Schwungrades	$2{\cdot}7^m$
Anzahl der Schläge pro 1 Minute . . .	80 bis 90
Erhebung des Hammers über die Bahn . .	$0{\cdot}35$ bis $0{\cdot}40^m$
Betriebskraft	12 bis 15 Pferde
Wöchentliche Produktion gleich jener von 10 bis 12 Puddelöfen oder ungefähr . . .	70 bis 100 Tonnen

---

die Betriebsverhältnisse von Puddel- und Schweissöfen, welche sich besonders auf rheinisch-westphälische Eisenwerke beziehen.

1) *Puddelöfen.*

	Langsam frischendes Roheisen.	Rasch frischendes Roheisen.
Durchschnittliche Zahl der Chargen in 12 Stunden	6	9
Einsatz pro Charge	210—240 Kilg.	180—240 Kilg.
Ausbringen an Luppeneisen im Mittel . .	86 %	90 %
Kohlenverbrauch pro 1 Kilg. Luppeneisen	1·2 Kilg.	0·8 Kilg.

Der langsamere Betrieb mit dünn einschmelzendem Roheisen ist für die Fabrikation von Qualität-Eisen und Puddelstahl erforderlich.

2) *Schweissöfen.*

Zahl der Chargen in 12 Stunden	12—3
Einsatz, je nach der Grösse der Pakete sehr verschieden . .	250—1500 Kilg.
Ausbringen in einer Hitze:	
a) beim Einsatz von Luppeneisen	86—90 %
b) beim Einsatz von warmen abgeschweissten Paketen	95 %
c) beim Einsatz von kalten Paketen	90—95 %

Wenn die abziehenden heissen Gase der Puddel- und Schweissöfen zur Dampfkesselheizung benutzt werden, rechnet man im Durchschnitt für Puddelöfen auf eine stündliche Verdampfung = 2 B Kilg. Wasser bei einer Heizfläche = 0·2 B Quadratmeter, für Schweissöfen auf eine stündliche Verdampfung = 3 B Kilg. Wasser bei einer Heizfläche = 0·25 B Quadratmeter, falls stündlich B Kilg. Steinkohle verbrannt werden. G.

*) Wenn ein Dampfhammer als Luppenhammer verwendet wird, erhält derselbe nach *R. Peters* ein Fallgewicht von 1500—2500 Kilg. und macht 60—80 Hübe pro Minute von 1 bis 1·2 Meter Höhe. Ein solcher Hammer genügt zum Zängen der Luppen von 5 bis 8 Puddelöfen. G.

Quetscher.

Anzahl der Oscillationen per 1 Minute . . .	80 bis 90
Betriebskraft in Pferden	8 „ 10
Wöchentliche Produktion gleich der eines Stirnhammers oder ungefähr	70 „ 100 Tonnen

Luppen-Walzwerk.

Dasselbe besteht gewöhnlich aus zwei Walzenpaaren. Das erste (Zängwalzwerk) hat concav quadratische Cannelirungen und dient zum Quetschen und Ausstrecken der Luppen. Das zweite hat flache viereckige Cannelirungen und dient zur Umformung der dicken quadratischen Stäbe, welche das erste Walzwerk geliefert hat, in längere flache Stäbe.

Durchmesser der Walzen	0·40m bis 0·50m
Bahnlänge der Walzen im Durchschnitt . . .	1·25m
Durchmesser der Zapfen an den Walzen . . .	0·26m „ 0·27m
Gewicht eines Walzenpaares	4500 Kilg.
Anzahl der Umdrehungen der Walzen per 1 Minute:	
a) wenn die Luppen vorher unter dem Stirnhammer bearbeitet wurden	30 bis 45
b) wenn die Luppen unmittelbar, nachdem sie aus dem Puddelofen gezogen wurden, durch die Walzen gelassen werden	20 bis 30
Betriebskraft für das ganze Walzwerk *) . . .	20 Pferde
Wöchentliche Produktion des Walzwerks:	
a) wenn die Luppen zuerst unter dem Stirnhammer bearbeitet wurden	200 Tonnen
b) wenn die Luppen unmittelbar aus den Puddelöfen zwischen die Walzen gebracht werden	160 Tonnen
Ein Stirnhammer, ein Quetscher und ein Luppenwalzwerk erfordern zusammen eine Betriebskraft von	40 Pferden

Grosse Scheere **).

Anzahl der Schnitte per 1 Minute	20 bis 30

*) Nach anderen Angaben wenigstens 30 Pferde. G.

**) Die von dieser Scheere gelieferten Rohschienenstücke werden zu Paketen vereinigt in den Schweissofen gebracht. Wenn die geschweissten Pakete vor dem Auswalzen durch einen Dampfhammer vorgeschmiedet werden, so gibt man demselben einen Hub von 1·2—2 Mtr. und ein Fallgewicht von 3000—10000 Kilg., etwa = dem 10 fachen vom Gewicht des zu schmiedenden Pakets. G.

Betriebskraft . . . . 2·5 bis 3
Wöchentliche Produktion . . . . 100 Tonnen

Grobeisen-Walzwerk *).

Dasselbe besteht gewöhnlich aus 3 Walzenpaaren (Gerüsten):
Erstes Gerüst. Reckwalzen mit concavquadratischen Cannelirungen.
Zweites Gerüst. Formwalzen mit quadratischen, runden oder flach viereckigen Cannelirungen.
Drittes Gerüst. Polirwalzen mit gatten Oberflächen.

Länge der Reck- und Formwalzen . . . . 1·45^m bis 1·55^m
Durchmesser der Walzen . . . . 0·36^m „ 0·40^m
Durchmesser der Zapfen an den Walzen . 0·24^m „ 0·27^m
Gewicht eines Walzenpaares . . . . 1500 bis 2000 Kilg.
Anzahl der Umdrehungen per 1 Minute . . 70 bis 80
Betriebskraft für das ganze Walzwerk:
a) wenn immer entweder nur mit den Reckwalzen oder mit den Formwalzen gearbeitet wird . . . . 20 Pferde
b) wenn gleichzeitig mit allen Walzen gearbeitet wird . . . . 36 „
Wöchentliche Produktion { im Falle a . . . 60 Tonnen
im Falle b . . 80 „

Feineisen-Walzwerk.

Dasselbe besteht gewöhnlich aus folgenden Gerüsten:
a) ein Gerüst mit 3 Walzen und mit quadratischen Cannelirungen,
b) ein Gerüst mit 3 Walzen mit flach viereckigen Cannelirungen,
c) ein schmales Gerüst mit 2 Walzen mit runden Cannelirungen,
d) ein schmales Gerüst mit 2 Walzen mit quadratischen Cannelirungen.

Durchmesser der Walzen von a, b, c, d . . . 0·20^m bis 0·24^m
Länge der Walzen von a und b . . . . 0·65^m „ 0·70^m
Länge der Walzen von c und d . . . . . . 0·16^m „ 0·20^m
Anzahl der Umdrehungen sämmtlicher Walzen per 1 Minute . . . . 200 bis 250

*) Die Verhältnisse der im Folgenden angeführten Walzwerke sind an verschiedenen Orten und unter verschiedenen Umständen sehr verschieden, so dass die angeführten Zahlen mit Vorsicht benutzt werden müssen. Insbesondere sind nach anderen, neueren Angaben die Betriebskräfte dieser verschiedenen Walzwerke grösser, etwa 1·5—2 Mal so gross, als hier angegeben, bei entsprechend grösserer Produktion. G.

Betriebskraft für das ganze Walzwerk . . . . 15 bis 20 Pferde
Wöchentliche Produktion . . . . 18 Tonnen.

Schneidwerk mit Scheiben.

Als Präparirwalzen dienen glatte Walzen von 0·35 bis 0·40^{m} Durchmesser, die per 1 Minute 42 bis 45 Umdrehungen machen.

Die wesentlichen Daten für die Anordnung eines Schneidwerkes sind:

Breite der Bänder. Millim.	Durchmesser der Schneidscheiben. Meter.	Anzahl der Scheiben obere Walze.	untere Walze.	Umdrehungen per 1′.
3·5 bis 9	0·27	6	7	50
11 „ 14	0·30	5	6	47
14 „ 16	0·33	4	5	43
20 „ 23	0·36	3	4	39

Betriebskraft eines Schneidwerkes . . . . . 4 bis 5 Pferde
Wöchentliche Produktion . . . . 65 Tonnen.

Blechwalzwerk.

Die Länge der Walzen richtet sich nach der Breite der Bleche. Die folgende Tabelle gibt angemessene Dimensionen für Walzen von verschiedener Länge.

Breite der Bleche. Meter.	Länge der Walzen. Meter.	Durchmesser der Walzen. Meter.	Durchmesser der Zapfen. Meter.
0·40	0·50	0·24	0·18
0·88	1·00	0·37	0·24
1·30	1·50	0·50	0·30
1·80	2·00	0·60	0·35

Die Geschwindigkeit der Walzen richtet sich vorzugsweise nach der Dicke der Bleche.

Anzahl der Umdrehungen für dünne Bleche 40 per 1 Minute.
„ „ „ „ mittlere „ 25 bis 30 per 1 Min.
„ „ „ „ starke „ 20 „ 22 „ 1 „

100 Kilg. Schmiedeisen geben 65 bis 75 Kilg. dickes Blech.
100 „ „ „ 50 „ 55 „ dünnes „

Die Betriebskraft richtet sich nach dem Querschnitt der Bleche.

Für Bleche von 1·8^{m} Breite und 0·01^{m} Dicke . . 60 Pferdekraft
„ „ „ 1^{m} „ „ 0·005^{m} „ . . 40 „
„ „ „ 0·5^{m} „ „ 0·003^{m} „ . . 20 „

Die wöchentliche Produktion beträgt für jede Pferdekraft ungefähr $\frac{1}{4}$ Tonne.

Eisenbahn-Schienen-Walzwerk.

Durchmesser der Walzen	0·45ᵐ bis 0·50ᵐ
Länge der Walzen	1·20ᵐ „ 1·40ᵐ
Anzahl der Umdrehungen per 1 Minute . . .	55 bis 65
Betriebskraft	40 bis 50 Pferde
Wöchentliche Produktion	42 „ 54 Tonnen

Die totale Betriebskraft einer englischen Schmiede ist der wöchentlichen Eisenproduktion proportional und beträgt für jede Tonne der wöchentlichen Produktion 0·6 Pferdekraft. Dabei ist die Betriebskraft für das Gebläse nicht mitgerechnet.

447.

Allgemeine Regeln über den Bau der Maschinen zur Eisenfabrikation.

Bei dem Bau dieser Maschinen, so wie überhaupt bei dem Bau aller Maschinen, welche heftige Stösse auszuhalten haben, müssen folgende Regeln beobachtet werden.

1) Müssen diese Maschinen im Allgemeinen stärker gebaut werden, als solche, welche nur stetige Widerstände zu überwinden haben. Macht man die Zapfen und Wellen um die Hälfte stärker, als bei gewöhnlichen Triebwerken und bestimmt alle übrigen Dimensionen nach den Verhältnisszahlen, welche im dritten Abschnitt für die Construktion der Maschinenbestandtheile angegeben wurden, so erhält man praktisch brauchbare Abmessungen.
2) Es müssen vorzugsweise diejenigen Theile sehr stark gemacht werden, welche kostspielig sind, und deren Wiederersetzung mit Zeitverlust und Unkosten verbunden ist.
3) Um sich zu versichern, dass die so eben bezeichneten Bestandtheile nicht brechen, muss man andere Bestandtheile, die weniger kostspielig sind, und die leicht ersetzt werden können, nur so stark machen, dass sie zwar den Normalwiderstand hinreichend überwältigen können, dass sie aber zuerst brechen, wenn überhaupt Umstände eintreten, bei welchen ein Bruch unvermeidlich wird. Desshalb sind bei den Walzwerken die Kupplungshülsen die schwächsten Theile.
4) Die gerippten Formen, vermittelst welcher Maschinen, die nur stetige Widerstände zu überwinden haben, mit dem geringsten Materialaufwand hinreichende Festigkeit erhalten, sind bei Maschinen, welche Stösse auszuhalten haben, nicht zweck-

mässig. Die Widerstandsfähigkeit der Körper gegen Stösse richtet sich vorzugsweisse nach dem Volumen und nicht nach der Form der Körper. Gedrungene Formen sind daher für diese Maschinen am geeignetsten.

5) Das Material soll vorzugsweise dahin concentrirt werden, wo die stossweise Bewegungsmittheilung zunächst erfolgt.

6) Die Fundamente zur Aufstellung dieser Maschinen sollen aus Holz hergestellt werden, und die Verbindung aller Theile soll in der Art geschehen, dass eine kleine Nachgiebigkeit des hölzernen Fundamentes ohne Brechen eines Maschinentheiles statt finden kann.

448.

Schwungräder für Walzwerke.

Nennt man:

P das Gewicht des Schwungringes in Kilg.,

V die Umfangsgeschwindigkeit des Schwungringes in Metern und in einer Sekunde,

N die Pferdekraft der Betriebsmaschine,

n die Anzahl der Umdrehungen des Schwungrades in einer Minute,

so hat man zur Bestimmung von P folgende empirische Formel*):

$$P = 13230000 \frac{\sqrt{N}}{n V^2}$$

Hammerwerke zur Darstellung des Stabeisens.

449.

Aufwerfhämmer.

Diese Hämmer werden vorzugsweise zum Zängen und Ausstrecken der Luppen angewendet. Gewicht, Hubhöhe, Anzahl der

*) Ist die mittlere Zeit des Leerganges der Walzen zwischen zwei aufeinander folgenden Durchgängen der zu walzenden Masse = t Sekunden, und δ der verlangte Ungleichförmigkeitsgrad der Bewegung, d. h. das Verhältniss des Unterschiedes zwischen der grössten und kleinsten Geschwindigkeit zur mittleren Geschwindigkeit, so hat man auch:

$$P = 662 \frac{N t}{\delta V^2}$$ G.

Schläge, richten sich nach der Grösse der Luppen. Die folgende Tabelle gibt die Hauptdaten für solche Luppenhämmer.

Gewicht der Luppe. Kilg.	Gewicht des Hammers ohne Stiel. Kilg.	Hubhöhe des Hammers über d. Bahn. Meter.	Anzahl der Schläge per 1 Minute.
25	250	0·40	160
30	300	0·43	140
40	400	0·46	120
50	500	0·50	100

Zum Zängen und Ausstrecken einer Luppe sind 35 Minuten erforderlich. Bei ununterbrochener Arbeit könnten demnach in 12 Stunden Arbeitszeit 18 Luppen gezängt und ausgestreckt werden.

450.

Schwanzhämmer.

Diese Hämmer werden vorzugsweise gebraucht, um die starken Stangen, welche vermittelst der Aufwerfhämmer aus den Luppen erhalten wurden, weiter auszustrecken, um flaches, quadratisches, rundes oder gezaintes Eisen von schwächeren Querschnittsdimensionen zu erhalten. Gewicht, Hubhöhe, Anzahl der Schläge, richten sich nach der Stärke des darzustellenden Eisens.

Die folgende Tabelle gibt die Hauptdaten für grosse, mittlere und kleine Schwanzhämmer.

Starkes Eisen.

a) Flacheisen . . . { Breite 0·04 — 0·06 — 0·15 Mtr.
Dicke 0·008 — 0·01 — 0·02 „

b) Bandeisen . . . { Breite 0·054 — 0·06 — 0·07 — 0·08 Mtr.
Dicke 0·01 — 0·015 — 0·015 — 0·03 „

c) Stabeisen . . { Breite 0·03 — 0·035 — 0·035 — 0·04 „
Dicke 0·01 — 0·026 — 0·014 — 0·016 „

d) Quadratisches Eisen Dicke 0·02 — 0·025 — 0·06 Mtr.

Zur Darstellung dieser Eisensorten werden Hämmer gebraucht von 250 Kilg. Gewicht (ohne Stiel), 0·5^{m} bis 0·6^{m} Hubhöhe über der Bahn, welche per 1 Minute 100 bis 160 Schläge machen.

Bei ununterbrochener Arbeit werden in 12 Stunden 6000 Kilg. Eisen produzirt.

Mittelstarkes Stabeisen.

a) Flacheisen	Breite 0·03 — 0·04	Mtr.
	Dicke 0·007 — 0·009	„
b) Stabeisen	Breite 0·025 — 0·03	„
	Dicke 0·008 — 0·012	„
c) Quadratisches Eisen	Dicke 0·015 — 0·02	„

Diese Eisensorten werden mit Hämmern gemacht, die ohne Stiel 100 Kilg. wiegen, 0·35^{m} bis 0·45^{m} hoch über die Bahn gehoben werden und per 1 Minute 140 bis 200 Schläge machen.

Schwaches Eisen.

a) Bandeisen	Breite 0·015 — 0·035	Mtr.
	Dicke 0·004 — 0·007	„
b) Quadratisches und gezaintes Eisen . .	Dicke 0·005 — 0·008	„
c) Rundeisen	Dicke 0·007 — 0·03	„

Hierzu haben die Hämmer 50 Kilg. Gewicht, 0·25 — 0·3^{m} Hubhöhe und machen per 1 Minute 240 bis 300 Schläge.

Mit diesen kleinen Hämmern werden in 12 Arbeitsstunden 1200 bis 1500 Kilg. Eisen geschmiedet.

451.

Grosse Aufwerfhämmer.

Diese Hämmer werden vorzugsweise in England angewendet, um grosse Maschinenbestandtheile, als: Wellen, Kurbeln, Kurbelaxen für Lokomotiven etc. aus Schmiedeisen anzufertigen Dies geschieht durch Zusammenschweissen von dünnen Stäben oder Platten und durch Ausstrecken unter dem Hammer. Das Gewicht dieser Hämmer richtet sich theils nach dem Gewicht der zu bearbeitenden Gegenstände, theils nach dem Querschnitt derselben. Um Lokomotiv-Axen oder Wellen bis zu 16 Centim. Durchmesser zu schmieden, werden Hämmer angewendet, die, den Stiel mitgerechnet, 2000 bis 4000 Kilg. wiegen, 0·45^{m} Hubhöhe haben, und die in der Minute 80 bis 100 Schläge machen. Zur Anfertigung der grossen Wellen und Kurbeln für grosse Schiffsmaschinen haben die Hämmer oft ein Gewicht von 10000 Kilg. und machen in der Minute 60 bis 80 Schläge.

452.

Grosse Stirnhämmer.

Diese haben mit Einschluss des Stieles ein Gewicht von 2000 bis 4000 Kilg., eine Hubhöhe von 0·35 bis 0·50^{m} und machen 80 bis 100 Schläge per 1 Minute. Sie werden vorzugsweise zum Zängen der Puddelofenluppen gebraucht. Mit 20 bis 30 Schlägen ist eine Luppe fertig geschmiedet. Ein Hammer ist hinreichend für 10 bis 12 Puddelöfen.

453.

Nasmyth's Dampfhammer.

Diese Hämmer werden gegenwärtig vorzugsweise in den grösseren Construktionsateliers zu den grösseren Schweissarbeiten angewendet. Ihr Gewicht beträgt 1000 bis 4000 Kilg. und die Hubhöhe 0·6 bis 1^{m}. Sie machen im Minimum (wenn der ganze Hub gebraucht wird) 60 bis 80 Schläge per 1 Minute; wenn nur $\frac{1}{3}$ oder $\frac{1}{4}$ des ganzen Hubes gebraucht wird, kann die Anzahl der Schläge 120 bis 160 per 1 Minute betragen*).

*) Der Gebrauch des Dampfhammers zur Bearbeitung des Eisens und Stahls ist zur Zeit so allgemein geworden, dass dadurch die Hebelhämmer an vielen Orten, besonders da, wo keine ausreichenden Wasserkräfte zur Verfügung sind, fast ganz verdrängt wurden; auch hat man ihre Gewichte und Hubhöhen bis zu viel grösseren, als den oben angegebenen Grenzwerthen gesteigert. Ausser dem ursprünglichen Nasmyth'schen Hammer und anderen Construktionen, bei welchen der Dampfdruck nur zur Erhebung des Hammers dient, kommen namentlich solche mit expandirendem Oberdampf (*Daelen*'scher Hammer) und solche mit frischem Oberdampf (Schnellhämmer) zur Anwendung. Bezeichnet:

Q das Gewicht des Hammers in Kilgr.,
H die Hubhöhe in Mtr.,
P den vollen Dampfüberdruck, durch welchen der Hammer angehoben wird,
Q_1 das Gewicht der Chabotte,
d den Durchmesser des Dampfcylinders,
d_1 „ „ der (unteren) Kolbenstange,

so ist nach *P. Stühlen* im Durchschnitt zu setzen:

für Q =	500	1250	2500	5000	10000
$\frac{P}{Q}$ =	3	2·5	2	1·75	1·5

und bei Schnellhämmern mit doppelter Füllung des Cylinders:

$\frac{P}{Q}$ =	5	4
für Q =	150	500
und	300	150 Schläge pro Minute.

454.

Nutzeffekt zum Betrieb der Hämmer.

Man kann annehmen: 1) dass die Erhebungszeit, die Fallzeit und die Ruhezeit gleich gross sind; 2) dass der Nutzeffekt zwei mal so gross ist als jener, welcher der Erhebung des Gewichts entspricht. Unter dieser Voraussetzung hat man zur Berechnung irgend eines Hammers folgende Gleichungen:

$$n\,r = \frac{3}{2\pi} s\,m; \; i\,n = m$$

$$E = \frac{P\,h\,m}{30} \text{ Kilgmtr.}$$

Die Bedeutung der Grössen ist:

P das Gewicht des Hammers und des Stieles,
h die Hubhöhe über den Ambos,
s Weg, den der Angriffspunkt des Hammers zurücklegt, während derselbe vom Daumen bewegt wird,
r der Halbmesser des Daumenring-Theilkreises,
n die Anzahl der Umdrehungen der Daumenwelle in 1 Minute,
m Anzahl der Schläge des Hammers in 1 Minute,
i Anzahl der Daumen,

Ferner zum Schmieden von Eisen:

$\frac{d_1}{d}$ wenigstens $= {}^1/_{12} \quad {}^1/_{10} \quad {}^1/_8 \quad {}^1/_6$
für H = 1 2

und zum Schmieden von Stahl:

$\frac{d_1}{d}$ wenigstens $= {}^1/_{10} \quad {}^1/_8 \quad {}^1/_6 \quad {}^1/_5$
für H = 1 2

übrigens $\frac{d_1}{d}$ wachsend mit H. Bei Anwendung von frischem Oberdampf ist d_1 um 25% grösser zu nehmen.

Unter gewöhnlichen Umständen ist zu wählen:

$$H = 0{\cdot}026 \sqrt{Q}$$

Endlich wird empfohlen für Hämmer zum Schmieden von Eisen:

$$\frac{Q_1}{Q} = 6\ H, \text{ wenigstens } = 8$$

für Hämmer zum Schmieden von Stahl:

$$\frac{Q_1}{Q} = 9\ H, \text{ wenigstens } = 12$$

Bei Hämmern mit frischem Oberdampf soll Q_1 um 30% grösser genommen werden. G.

E der Nutzeffekt, welcher zum Betrieb des Hammers erforderlich ist.

455.

Schwungräder für Hämmer.

Der Erfahrung zufolge soll die lebendige Kraft des Schwungrades eines Hammers 7 bis 10 mal so gross sein als der Effekt der Betriebsmaschine.

Nennt man:

G das Gewicht des Schwungringes,

V die normale Umfangsgeschwindigkeit des Ringes,

E den Nutzeffekt in Kilgmtr., welcher in 1" zum Betrieb des Hammers erforderlich ist,

so hat man:

1) für grosse Stirn-, Aufwerf- und Schwanzhämmer $G V^2 = 100 E$

2) für Aufwerfhämmer zur Luppenarbeit . . . $G V^2 = 98 E$

3) für Schwanzhämmer von 250 Kilg. Gewicht . $G V^2 = 90 E$

4) für kleine Schwanzhämmer . . . . $G V^2 = 70 E$

ZWÖLFTER ABSCHNITT.

Sammlung von Tabellen.

456.

Neue deutsche Maasse und Gewichte *)

Nach der Maass- und Gewichtsordnung für den norddeutschen Bund, welche mit dem 1. Januar 1872 in Kraft tritt und auch von den süddeutschen Staaten in ihren wesentlichen Bestimmungen angenommen wurde, ist das Meter (der Stab) mit decimaler Theilung und Vervielfachung die Grundlage des Maasses und Gewichtes.

1 Centimeter (Neuzoll) = 0·01 Meter.
1 Millimeter (Strich) = 0·001 Meter.
1 Dekameter (Kette) = 10 Meter.
1 Kilometer = 1000 Meter.
1 Meile = 7500 Meter.
1 Ar = 100 Quadratmeter.
1 Hektar = 10000 Quadratmeter.
1 Liter (Kanne) = 0·001 Kubikmeter = 2 Schoppen.
1 Hektoliter (Fass) = 100 Liter = 0·1 Kubikmeter.
1 Scheffel = 50 Liter = 0·05 Kubikmeter.
1 Kilogramm = 1000 Gramm = dem Gewicht von 1 Liter destillirten Wassers bei 4° C.
1 Pfund = 500 Gramm.
1 Dekagramm (Neuloth) = 10 Gramm.
1 Gramm = 10 Decigramm = 100 Centigramm = 1000 Milligramm.
1 Centner = 50 Kilogramm = 100 Pfund.
1 Tonne = 1000 Kilogramm = 2000 Pfund.

*) Als empfehlenswerthe Maass- und Gewichtstabellen mögen hier erwähnt werden:
1) Technische Tabellen von Dr. H. Hertzer. Berlin, 1866. Commissionsverlag von R. Gaertner,
2) Reduktionstabellen zur praktischen Einführung der norddeutschen Maasse und Gewichte zunächst im Geltungsbereich der altpreussischen Maasse und Gewichte. Nebst Preistabellen und einem Anhange: Tabellen zur Verwandlung englischer Maasse und Gewichte in die des norddeutschen Bundes, mit bez. Preistabellen. Bearbeitet von Dr. H. Hertzer und L. Duske, herausgegeben von Dr. Georg Hirth. In 3 Heften, 1 Heft: Längenmaasse. Berlin 1869. Commissionsverlag von Stilke & Muyden. G.

457.

Allgemeine Maasstafel, enthaltend die Maasse verschiedener Länder).*

1) *Anhalt:* wie in Preussen.

2) *Baden:* 1 Fuss = 10 Zoll = 0·3 Meter.
   1 Elle = 2 Fuss. 1 Ruthe = 10 Fuss.
   1 Meile = 2 Wegstunden = 29629 Fuss = $^{4}/_{5}$ geogr. Meil.
   1 Morgen = 400 Quadratruthen.
   1 Maass = 1 Mässlein = $1^{1}/_{2}$ Liter.
   1 Obm = 100 Maass = 400 Schoppen.
   1 Malter = 10 Sester = 100 Mässlein.

3) *Baiern:* 1 Fuss = 12 Zoll = 129·38 par. Linien = 0·2919 Meter.
   1 Elle = $2^{41}/_{48}$ Fuss. 1 Ruthe = 10 Fuss. 1 Klafter = 6 Fuss.
   1 Morgen (Tagwerk) = 400 Quadratruthen.
   1 Maass (Maasskanne) = 0·043 Kubikfuss = 1·069 Liter.
   1 Eimer = 60 Maass = 240 Quartel.
   1 Metze = $34^{2}/_{3}$ Maass.
   1 Scheffel = 6 Metzen = 12 Viertel = 48 Maassel = 192 Dreissiger = 222·36 Liter.

4) *Belgien:* wie in Frankreich.

5) *Braunschweig:* 1 Fuss = 12 Zoll = 126·5 par. Linien = 0·2854 Mtr.
   1 Elle = 2 Fuss. 1 Ruthe = 16 Fuss.
   1 Lachter = 80 Zoll $8^{1}/_{2}$ Linien.
   1 Feldmorgen = 120 Quadratruthen.
   1 Waldmorgen = 160 Quadratruthen.
   1 Quartier = $52^{4}/_{11}$ preuss. Kubikzoll.
   1 Oxhoft = $1^{1}/_{2}$ Ohm = 6 Anker = 240 Quartier.
   1 Himten = 2316 Kubikzoll.
   1 Wispel = 40 Himten = 160 Vierfass = 640 Metzen.

6) *Bremen:* 1 Fuss = 12 Zoll = 128·268 par. Linien = 0·2894 Mtr.
   1 Elle = 2 Fuss. 1 Ruthe = 16 Fuss.
   1 Stübchen = 4 Quart = 162·4 par. Kubikzoll = 3·2214 Liter.
   1 Oxhoft = $1^{1}/_{2}$ Ohm = 6 Anker = 30 Viertel = $67^{1}/_{2}$ Stübchen = 270 Quart = 1080 Mengel.
   1 Scheffel = 3735·754 par. Kubikzoll = 74·104 Liter.
   1 Last = 40 Scheffel = 160 Viertel = 640 Spint.

7) *Dänemark:* wie in Preussen.

8) *England:* 1 Yard = 3 Fuss = 36 Zoll = 405·3444 par. Lin. = 0·91438 Mtr.
   1 Ruthe (pearch, pole, rod) = $5^{1}/_{2}$ Yard. 1 Fathom = 2 Yard.
   1 Furlong = 40 Ruth. 1 Meile = 8 Furlongs = 5280 Fuss = 1609·3 Meter.
   1 Seemeile = $^{1}/_{60}$ Grad = 6080 Fuss.
   1 Acker (acre) = 160 Quadratruthen.
   1 Gallon = 277·2738 Kubikzoll = 4·5435 Liter.
   1 Quarter = 8 Bushels = 32 Peaks = 64 Gallons = 256 Quarts = 512 Pints = 290·78 Liter.
   1 Bushel = 8 Gallons = 2218·19 Kubikzoll.
   1 Last = 2 Tonnen = 10 Quarters = 80 Bushels.

---

*) Bei den deutschen Staaten sind die bisher gültigen Maasse angegeben; neue Maasse: siehe Nr. 456. G.

9) *Frankfurt a. M.:* 1 Fuss (Schuh) = 12 Zoll = 126 1/6 par. Lin.
   1 Elle = 242·62 par. Linien = 0·5473 Meter.
   1 Feldruthe = 12 1/2 Fuss. 1 Waldruthe = 15·849 Fuss.
   1 Morgen = 160 Quadratruthen.
   1 Aichmaass = 90·384 par. Kubikzoll = 1·7926 Liter.
   1 Ohm = 20 Viertel = 80 Aichmaass = 320 Schoppen.
   1 Gescheid = 1 altes oder Aichmaass.
   1 Malter = 4 Simmer = 16 Sechster = 64 Gescheid.

10) *Frankreich:* 1 alter Fuss = 12 Zoll = 144 Linien = 0·324839 Meter.
   1 Toise = 6 alte Fuss.
   1 Meter = 10 Decimeter = 100 Centimeter = 1000 Millimeter = 0·1 Dekameter = 0·01 Hektometer = 0·001 Kilometer = 443·2959 par. Linien = 3·078444 alte par. Fuss.
   1 neuer Fuss = 1/3 Meter. 1 neue Toise = 2 Meter.
   1 Meile (lieue) = 1 Myriameter = 10000 Meter.
   1 Are = 100 Quadratmeter. 1 Hectare = 100 Ares.
   1 Liter = 1 Kubikdecimeter. 1 Hektoliter = 100 Liter.
   1 Stere = 1 Kubikmeter.

11) *Hamburg:* 1 Fuss = 3 Palmen = 12 Zoll = 127·036 par. Linien = 0·2866 Meter.
   1 kurze Elle = 2 Fuss. 1 lange Elle = 2·4 Fuss. 1 Klafter = 6 Fuss.
   1 Marschruthe = 14 Fuss. 1 Geestruthe = 16 Fuss.
   1 Morgen Marschland = 600 Quadratmarschruthen.
   1 Scheffel Saatland = 200 Quadratgeestruthen.
   1 Stübchen = 182 par. Kubikzoll = 3·6168 Liter.
   1 Ohm = 4 Anker = 5 Eimer = 20 Viertel = 40 Stübchen = 80 Kannen = 160 Quart = 320 Oessel.
   1 Fass = 2654 par. Kubikzoll.
   1 Wispel = 10 Scheffel = 20 Fass = 40 Himten = 160 Spint.

12) *Hannover:* 1 Fuss = 12 Zoll = 11 1/2 engl. Zoll = 129·485 par. Linien = 0·2921 Meter.
   1 Elle = 2 Fuss. 1 Ruthe = 16 Fuss. 1 Lachter = 851 1/4 par. Linien. 1 Meile = 1587 1/2 Ruthen.
   1 Morgen = 120 Quadratruthen.
   1 Stübchen = 270 Kubikzoll = 3·894 Liter.
   1 Ohm = 4 Anker = 40 Stübchen = 80 Kannen = 160 Quartier = 320 Nössel.
   1 Himten = 1 1/4 Kubikfuss = 31·152 Liter. 1 Wispel = 40 Himten.
   1 Last = 16 Malter = 96 Himten = 384 Metzen.

13) *Hessen, Grossherzogthum:* 1 Fuss = 10 Zoll = 1/4 Meter.
   1 Elle = 24 Zoll. 1 Klafter = 10 Fuss.
   1 Meile = 3000 Klafter. 1 Stunde = 2000 Klafter.
   1 Morgen = 4 Viertel = 400 Quadratklafter.
   1 Maass = 1 Gescheid = 2 Liter.
   1 Ohm = 4 Viertel = 80 Maass = 320 Schoppen.
   1 Simmer = 2048 Kubikzoll = 32 Liter.
   1 Malter = 4 Simmer = 16 Kumpf = 64 Gescheid = 256 Mässchen.

14) *Hessen, preuss. Provinz:* 1 Fuss = 12 Zoll = 11 preuss. Zoll = 127·5358 par. Linien = 0·2877 Meter.
   1 Elle = 0·5704 Meter. 1 Ruthe = 3·9889 Meter.

1 Anker = 150 Quadratruthen.
1 Maass = 1·9495 Liter. 1 neue Maass = 144 Kubikzoll.
1 Ohm = 20 Viertel = 80 Maass = 320 Schoppen.
1 Viertel = 6·75 Kubikfuss = 160·738 Liter.
1 Viertel = 2 Scheffel = 16 Metzen = 64 Mässchen.

15) *Holstein*: wie Hamburg.

16) *Lombardei*: wie in Frankreich.

17) *Lübeck*: 1 Fuss = 12 Zoll = 127·625 par. Linien = 0·2879 Mtr.
1 Elle = 2 Fuss. 1 Ruthe = 16 Fuss.
1 Quartier = 47·2 par. Kubikzoll.
1 Ohm = 20 Viertel = 40 Stübchen = 80 Kannen = 160 Quartier = 320 Planken = 640 Ort = 145·5 Liter.
1 Scheffel = 1794 par. Kubikzoll = 0·3469 Liter.
1 Last = 8 Drömt = 24 Tonnen = 96 Scheffel = 384 Fass.

18) *Mecklenburg-Schwerin*: 1 Fuss = 12 Zoll = 127·036 par. Linien = 0·2866 Mtr.
1 Elle = 2 Fuss. 1 Ruthe = 16 Fuss.
1 Pott oder Quartier = 45⅝ par. Kubikzoll = 0·9025 Liter.
1 Ohm = 4 Anker = 5 Eimer = 20 Viertel = 40 Stübchen = 80 Kannen = 160 Pott = 144·4 Liter.
1 Scheffel = 1960·5 par. Kubikzoll = 38·889 Liter.
1 Last = 8 Drömt = 96 Scheffel = 384 Fass = 1536 Metzen oder Spint.

19) *Mecklenburg-Strelitz*: die Längenmaasse wie in Preussen.
1 Pott = 45⅝ par. Kubikzoll = 0·9025 Liter.
1 Oxhoft = 1½ Ohm = 6 Anker = 240 Pott = 960 Pegel.
1 Scheffel = 54·728 Liter.
1 Last = 4 Wispel = 8 Drömt = 100 Scheffel = 1600 Metzen.

20) *Nassau*: 1 Fuss Feldmaass = 10 Zoll = ½ Meter
1 Werkfuss = 12 Zoll = 0·3 Meter.
1 Elle = 2 Fuss. 1 Ruthe = 10 Fuss.
1 Morgen = 100 Quadratruthen = 2500 Quadratmeter.
1 Maass = 4 Schoppen = 2 Liter.
1 Ohm = 80 Maass = 320 Schoppen.
1 Malter = 100 Liter.

21) *Niederlande*: wie in Frankreich.

22) *Norwegen*: wie in Dänemark und Preussen.

23) *Oesterreich*: 1 Fuss = 12 Zoll = 140·127 par. Linien = 0·3161 Mtr.
1 Elle = 2·465 Fuss. 1 Klafter = 6 Fuss. 1 Ruthe = 10 Fuss.
1 Meile = 24000 Fuss.
1 Joch = 1600 Quadratklafter.
1 Maass = 0·0448 Kubikfuss = 1·415 Liter.
1 Eimer = 40 Maass = 160 Seidel = 320 Pfiff.
1 Metze = 1·9471 Kubikfuss = 61·5 Liter.
1 Muth = 30 Metzen = 480 Maassel = 1920 Futtermaassel = 3840 Becher = 1845 Liter.

24) *Oldenburg*: 1 Fuss = 12 Zoll = 131·162 par. Lin. = 0·2959 Mtr.
1 Ruthe = 18 oder 20 Fuss. 1 Elle = 0·581 Meter.
1 Morgen = 356 Quadratruthen à 400 Quadratfuss.
1 Kanne = 74 par. Kubikzoll = 1·369 Liter.
1 Oxhoft = 1½ Ohm = 6 Anker = 156 Kannen = 240 Quartier.
1 Scheffel = 1149·54 par. Kubikzoll = 22·803 Liter.
1 Last = 12 Molt = 18 Tonnen = 144 Scheffel.

25) *Preussen*: 1 Fuss = 12 Zoll = 139·13 par. Lin. = 0·31385 Mtr.
1 Elle = 25½ Zoll = 0·667 Meter. 1 Lachter = 80 Zoll.
1 Ruthe = 12 Fuss. 1 Meile = 2000 Ruthen = 7532·5 Meter.
1 Morgen = 180 Quadratruthen.
1 Quart = 64 Kubikzoll = 1·145 Liter.
1 Oxhoft = 1½ Ohm = 3 Eimer = 6 Anker = 180 Quart.
1 Scheffel = $^{16}/_{9}$ Kubikfuss = 54·96 Liter. 1 Wispel = 24 Scheffel.
1 Tonne = 4 Scheffel = 64 Metzen = 192 Viertel.
1 Klafter = 6 . 6 . 3 = 108 Kubikfuss.
1 Schachtruthe = 12 . 12 . 1 = 144 Kubikfuss.

26) *Russland*: 1 Fuss = 1 engl. Fuss.
1 Arschin = 28 engl. Zoll. 1 Werst = 3500 Fuss.
1 Faden (Sashen) = 3 Arschin = 7 Fuss = 48 Werschock = 84 Zoll = 1008 Linien.
1 Dessätine = 2400 Quadratfaden.
1 Wedro = 620·019 par. = 750·568 russ. Kubikzoll = 10 Kruschki oder Stoof = 12·299 Liter.
1 Tchetwerik = 1322·71 par. = 1601·212 russ. Kubikzoll.
1 Tschetwert = 2 Osmin = 4 Pajok = 8 Tschetwerik = 32 Tschetwerka = 64 Garnez = 209·9 Liter.

27) *Sachsen, Königreich*: 1 Fuss = 12 Zoll = 0·2832 Meter.
1 Elle = 2 Fuss = 1·8 preuss. Fuss. 1 Lachter = 2 Meter.
1 Ruthe = 15⅙ Fuss. 1 Meile = 32000 Fuss = 9062·1 Mtr.
1 Acker = 300 Quadratruthen.
1 Kanne = 0·9356 Liter. 1 Eimer = 72 Kannen.
1 Scheffel = 7900 Kubikzoll = 103·83 Liter.
1 Wispel = 2 Malter = 24 Scheffel = 96 Viertel = 384 Metzen = 1536 Mässchen.

28) *Schleswig*: wie Hamburg.

29) *Schweden*: 1 Fuss = 131·615 par. Linien = 0·2969 Meter.
1 Faden (Famn) = 3 Ellen (Alnar) = 6 Fuss (Fot) = 72 Zoll (Verktum).
1 Ruthe = 16 Fuss.
1 Meile = 6000 Famn.
1 Tonne Land oder Tonnstelle = 56000 Quadratfuss.
1 Kanne = 100 schwed. Kubikdezimalzoll = 2·617 Liter.
1 Ohm (Am) = 4 Anker = 60 Kannen = 120 Stop.
1 Tonne = 7388·58 par. Kubikzoll = 146·56 Liter = 2 Span = 32 Kappen = 56 Kannen = 112 Stop.

30) *Schweiz*: das Längenmaass wie in Baden.
1 Juchart = 400 Quadratruthen = 3600 Quadratmeter.
1 Maass (Pot) = 1½ Liter. 1 Viertel (Quateron) = 15 Liter.
1 Malter = 10 Viertel = 100 Immi.

31) *Würtemberg*: 1 Fuss (Schuh) = 127 par. Lin. = 0·2865 Mtr.
1 Elle = 2·144 Fuss. 1 Ruthe = 10 Fuss = 100 Zoll.
1 Morgen = 384 Quadratruthen.
1 Hellaichmaass = 78⅛ Kubikzoll.
1 Fuder = 6 Eimer = 96 Immi = 960 Maass = 3840 Schoppen = 1765·5 Liter.
1 Simri = 942⅛ Kubikzoll.
1 Scheffel = 8 Simri = 32 Vierling = 128 Mässlein = 256 Ecklein = 1024 Viertelein = 177·226 Liter.

458.

Fusstabelle.

Preussischer Fuss.	Oesterreichischer Fuss.	Badischer und Schweizer Fuss.	Englischer und russischer Fuss.	Schwedischer Fuss.	Meter.
1	0·99288	1·04618	1·02972	1·05710	0·31385
1·00717	1	1·05367	1·03710	1·06467	0·31610
0·95586	0·94906	1	0·98427	1·01044	0·30000
0·97114	0·96423	1·01599	1	1·02659	0·30480
0·94599	0·93926	0·98967	0·97410	1	0·29690
3·18620	3·16353	3·33333	3·28088	3·36813	1

459.

Quadratfusstabelle.

Preussischer Quadrat-Fuss.	Oesterreichischer Q.-F.	Badischer und Schweizer Q.-F.	Englischer und russischer Q.-F.	Schwedischer Q.-F.	Quadrat-Meter.
1	0·98582	1·09449	1·06032	1·11746	0·09850
1·01438	1	1·11023	1·07557	1·13353	0·09992
0·91367	0·90071	1	0·96878	1·02098	0·09000
0·94311	0·92974	1·03222	1	1·05389	0·09290
0·89480	0·88220	0·97945	0·94887	1	0·08815
10·1519	10·0079	11·1111	10·7642	11·3443	1

460.

Kubikfusstabelle.

Preussischer Kub.-Fuss.	Oesterreichischer Kub.-F.	Badischer und Schweizer Kub.-F.	Englischer und russischer Kub.-F.	Schwedischer Kub.-F.	Kubik-Meter.
1	0·97881	1·14503	1·09183	1·18126	0·03092
1·02165	1	1·16982	1·11546	1·20684	0·03159
0·87334	0·85483	1	0·95353	1·03164	0·02700
0·91590	0·89649	1·04871	1	1·08191	0·02832
0·84655	0·82861	0·96933	0·92429	1	0·02617
32·3459	31·6604	37·0370	35·3161	38·2090	1

461.

Allgemeine Gewichtstafel, enthaltend die Gewichte verschiedener Länder).*

1) *Anhalt:* wie in Preussen.

2) *Baden:* 1 Pfund = 32 Loth = 500 Gramm = 10000 Ass.
   1 Zentner = 10 Stein = 100 Pfund = 50 Kilogramm.

3) *Baiern:* 1 Pfund = 32 Loth = 560 Gramm.
   1 Zentner = 5 Stein = 100 Pfund.

4) *Belgien:* wie in Frankreich.

5) *Braunschweig:* 1 Pfund = 32 Loth = 1 preuss. Pfund.
   1 Zentner = 100 Pfund.

6) *Bremen:* 1 Pfund (Handelsgewicht) = 32 Loth = 498·5 Gramm.
   1 Zentner = 116 Pfund.

7) *Dänemark:* 1 Pfund (Handelsgew.) = 32 Loth = 500 Gramm.
   1 Zentner = 100 Pfund.
   1 Schiffslast = 16¼ Schiffspfund = 52 Zentner.

8) *England:* 1 Pfund Avoir-du-poids = 453·5976 Gramm.
   1 Pfund Troy-Gewicht = 5760 Grains = 373·246 Gramm.
   1 Tonne = 20 Zentner = 160 Stein = 2240 Av.-Pfund.

9) *Frankfurt a. M.:* 1 Pfund (leichtes Handelsgewicht) = 32 Loth = 467·914 Gramm.
   1 Zentner Handelsgewicht = 108 Pfund Leichtgewicht = 100 Pfund Schwergewicht.

10) *Frankreich:* 1 Kilogramm = 1000 Gramm = Gewicht eines Kubikdecimeters Wasser bei der grössten Dichtigkeit und im luftleeren Raume gewogen.
   1 altes Pfund = 489·506 Gramm.
   1 neues Pfund = 500 Gramm = 16 Onces = 128 Gros = 9216 Grains.
   1 neuer Zentner (Quintal) = 100 Kilogramm
   1 neue Schiffstonne (Millier) = 1000 Kilogramm.

11) *Hamburg:* 1 Pfund (Handelsgew.) = 32 Loth = 484·170 Gramm.
   1 Zentner = 112 Pfund.
   1 Schiffspfund = 2½ Zentner = 20 Liespfund.

12) *Hannover:* wie in Braunschweig.

13) *Hessen, Grossherzogthum:* wie in Baden.

14) *Hessen, preuss. Provinz:* wie in Preussen.

15) *Holstein:* theils wie in Hamburg, theils wie in Lübeck.

16) *Lombardei:* wie in Frankreich.

17) *Lübeck:* 1 Pfund (Handelsgew.) = 32 Loth = 484·725 Gr.

18) *Mecklenburg-Schwerin:* wie in Lübeck.

19) *Mecklenburg-Strelitz:* wie in Preussen.

20) *Nassau:* wie in Frankfurt a. M.

21) *Niederlande:* 1 Pond = 1 Kilogramm = 10 Oncen = 100 Looden = 1000 Wigtjes; also wie in Frankreich.

22) *Norwegen:* wie in Dänemark.

---

*) Bei den deutschen Staaten sind nur die alten Gewichte angegeben, welche vor der gesetzlichen Einführung des sogenannten Zollpfundes als Handelsgewicht Geltung hatten. Dieses Zollpfund war wie das neue deutsche Pfund (Nr. 456) = 1/2 Kilogramm, hatte aber nicht in allen deutschen Staaten dieselbe Theilung. Insbesondere in Preussen war 1 Zollpfund = 30 Loth; 1 Loth = 10 Quentchen = 1000 Korn. G.

23) *Oesterreich*: 1 Wiener Handelspf. = 32 Loth = 560·012 Gramm.
  1 Zentner = 5 Stein = 100 Handelspfund.
24) *Oldenburg*: 1 Pfund = 32 Loth = 480·367 Gramm.
  1 Zentner = 100 Pfund. 1 Schiffslast = 290 Pfund.
25) *Preussen*: 1 Pfund = 2 Mark = 32 Loth = 128 Quent = 576 Grän = 1/66 von dem Gewichte eines Kubikfusses Wasser bei 15° R., im luftleeren Raume gewogen = 467·711 Gr.
  1 Zentner = 5 Stein = 110 Pfund.
  1 Schiffslast = 4000 Pfund.
26) *Russland*: 1 Pfund = 32 Loth = 96 Solotnik = 409·52 Gramm.
  1 Schiffspfund (Berkowrtz) = 10 Pud = 400 Pfund.
27) *Sachsen, Königreich*: 1 neues Pfund = 32 Loth = 1/2 Kilogr.
  1 altes Leipziger Pfund = 467·626 Gramm.
  1 Zentner neues Gewicht = 100 Pfund, altes Gewicht = 110 Pfund.
28) *Schleswig*: wie in Dänemark.
29) *Schweden*: 1 Skalpund = 32 Loth = 425·3395 Gramm.
  1 Zentner = 120 Pfund.
  1 Schiffspfund = 20 Liespfund = 400 Skalpund (Schalpfund).
30) *Schweiz*: wie in Baden.
31) *Würtemberg*: 1 Pfund = 32 Loth = 467·728 Gramm.
  1 Zentner = 104 Pfund.

462.

Vergleichungstabelle verschiedener Landesgewichte.

Neues deutsches Pfund.	Altes peussisches Pfund.	Oesterroichisches Pfund.	Schwedisches Pfund.	Russisches Pfund.	Englisches Pfund. Av. d. p.	Kilogramm.
1	1·0690	0·8928	1·1755	1·2209	1·1023	0·5000
0·9354	1	0·8352	1 0996	1·1421	1·0311	0·4677
1·1200	1·1974	1	1·3166	1·3675	1·2346	0·5600
0·8507	0·9094	0·7595	1	1·0386	0·9377	0·4253
0·8190	0·8756	0·7313	0·9628	1	0·9028	0·4095
0·9072	0·9698	0·8100	1·0664	1·1076	1	0·4536
2·0000	2·1381	1·7857	2·3511	2·4419	2·2046	1

463.

Spezifische Gewichte der Körper.

Benennung der Körper.	Spezifisches Gewicht.	Benennung der Körper.	Spezifisches Gewicht.
Platin, gehämmert . . .	21·539	Feste Gartenerde, frische .	2·050
Gold, geschmolzen . . .	19·258	„ „ trockene	1·630
Silber	10·474	„ „ trockene, magere	1·338
„ gehämmert	10·571	Mauer mit Kalkmörtel von Ziegelsteinen:	
Quecksilber bei 0° . . .	13·596	frisch	1·627
Kupfer, gehämmert . . .	9·000	trocken	1·532
„ gegossen	8·85	Mauer von Bruchsteinen (Kalkstein):	
Blei, geschmolzen . . .	11·352	frisch	2·460
Zinn	7·291	trocken	2·400
Zink, geschmolzen . . .	7·037	Mauer von Sandstein:	
Wismuth	9·822	frisch	2·100
Gusseisen	7·207	trocken	2·000
Schmiedeisen	7·788	Flaschenglas	2·811
Stahl, gehärtet	7·816	Fensterglas	2·642
Gussstahl	7·919	Krystallglas	2·892
Messing	8·400	Spiegelglas	2·465
Kanonenmetall	8·788	Flintglas	3·589
Argentan	8·563	Porzellan	2·319
Kalkstein, dichter . . .	2·450	Holz, Holzfaser oder eigentliche Holzsubstanz . .	1·500
Alabaster	2·611	Holz, lufttrocken, von Ahorn	0·645
Kreide	2·700	Apfelbaum	0·733
Gyps, gegossen und ausgetrocknet	0·973	Birke	0·738
Quarz	2·624	Birnbaum	0·732
Sandstein	2·350	Buche	0·590
Thonschiefer	2·670	Buchsbaum	0·942
Basalt	2·662	Ebenholz, grünes	1·210
Granit	2·801	„ schwarzes . .	1·187
Steinkohle (Schwarzkohle)	1·825	Edeltanne, pinus abies . .	0·555
Braunkohle	1·200	„ frisch gefällt .	0·894
Ziegel, gebrannte	1·812	Eichenholz, Sommereiche .	0·693
Sand, gemeiner, trocken .	1·638	Erle	0·500
Erde, lehmige, festgestossene, frische	2·060		
Erde, trockene	1·930		

Benennung der Körper.	Spezifisches Gewicht.	Benennung der Körper.	Spezifisches Gewicht.
Esche	0·670	Oele: Mohnöl	0·929
Weissbuche	0·769	Salzsäure, flüssige	
Kiefer, pin. silv.	0·550	von 39·675 % Chlorgehalt	1·200
„ frisch gefällt . .	0·912	„ 35·310 „ „	1·180
Kork	0·240	„ 29·757 „ „	1·152
Lerche	0·563	„ 23·855 „ „	1·120
Linde	0·499	„ 17·854 „ „	1·090
Mahagony	0·754	Salpetersäure:	
Nussbaum	0·660	bei einem Gehalte an wasserfreier Salpetersäure .	
Pappel, gemeine	0·387		
Pockholz	1·263	von 97·7 %	1·500
Rothtanne	0·472	„ 73·3 „	1·479
Saalweide	0·529	„ 59·8 „	1·419
Zucker, weisser	1·606	„ 45·4 „	1·332
Gerste	1·278	„ 30·3 „	1·221
Weizen	1·346	„ 26·3 „	1·190
Eis (bei 0°)	0·916	Schwefelsäure, concentrirte	1·841
Bier, untergähriges . . .	1·006	Absoluter Alkohol	
Wein	0·975	von 15°	0·795
Milch	1·030	„ 0°	0·810
Oele: Leinöl	0·940	Meerwasser	1·027
Olivenöl	0·915	Wasser bei 4°	1·000
Rüböl, gutes . . .	0·914		

464.

Gewichte der Metallbleche

Ist s das spezifische Gewicht des Metalls (Nr. 463), so ist das Gewicht von 1 Quadratmeter Blech bei d Millimeter Dicke $= s\,d$ Kilogramm.

465.

Metalldicke und Gewicht gusseiserner Röhren für Wasser- und Gasleitung.

Innerer Durchmesser in Centimetern.	Wanddicke in Centimetern.	Gewicht von 1 laufenden Meter in Kilg.	Innerer Durchmesser in Centimetern.	Wanddicke in Centimetern.	Gewicht von 1 laufenden Meter in Kilg.	Innerer Durchmesser in Centimetern.	Wanddicke in Centimetern.	Gewicht von 1 laufenden Meter in Kilg.
5	1·035	14·46	35	1·245	102·18	65	1·455	218·95
6	1·042	16·61	36	1·252	105·60	66	1·462	223·34
7	1·049	19·12	37	1·259	109·11	67	1·469	227·67
8	1·056	21·01	38	1·266	112·57	68	1·476	232·21
9	1·063	24·22	39	1·273	116·10	69	1·483	236·68
10	1·070	26·82	40	1·280	119·64	70	1·490	241·22
11	1·077	29·45	41	1·287	123·24	71	1·497	245·76
12	1·084	32·11	42	1·294	126·84	72	1·504	250·30
13	1·091	34·81	43	1·301	130·52	73	1·511	254·91
14	1·098	37·53	44	1·308	134·12	74	1·518	259·52
15	1·105	40·29	45	1·315	137·94	75	1·525	264·21
16	1·112	43·08	46	1·322	141·69	76	1·532	268·89
17	1·119	45·91	47	1·329	145·37	77	1·539	273·65
18	1·126	48·76	48	1·336	149·18	78	1·546	278·40
19	1·133	51·65	49	1·343	153·06	79	1·553	283·24
20	1·140	54·56	50	1·350	156·97	80	1·560	288·06
21	1·147	57·52	51	1·357	160·86	81	1·567	292·96
22	1·154	60·50	52	1·364	164·82	82	1·574	297·87
23	1·161	63·51	53	1·371	168·79	83	1·581	302·84
24	1·168	66·56	54	1·378	172·82	84	1·588	307·81
25	1·175	69·63	55	1·385	176·79	85	1·595	312·71
26	1·182	72·57	56	1·392	180·90	86	1·602	317·76
27	1·189	75·89	57	1·399	185·00	87	1·609	322·80
28	1·196	79·06	58	1·406	189·11	88	1·616	327·92
29	1·203	82·27	59	1·413	193·29	89	1·623	332·96
30	1·210	85·50	60	1·420	197·47	90	1·630	338·22
31	1·217	88·78	61	1·427	201·65	91	1·637	343·34
32	1·224	92·09	62	1·434	205·98	92	1·644	348·60
33	1·231	95·41	63	1·441	210·23	93	1·651	353·86
34	1·238	98·78	64	1·448	214·62	94	1·658	359·05

466.

Tabelle der Gewichte der Muttern, Köpfe und Bolzen scharfkantiger Schrauben.

Durchmesser der Bolzen in Centim.	Gewicht der Mutter und des Bolzenkopfes.		Gewicht von 1 Centim. Bolzen.	Durchmesser der Bolzen in Centim.	Gewicht der Mutter und des Bolzenkopfes.		Gewicht von 1 Centim. Bolzen.	Durchmesser der Bolzen in Centim.	Gewicht der Mutter und des Bolzenkopfes.		Gewicht von 1 Centim. Bolzen.
	Quadrat-Bolzenkopf. □	Runder Bolzenkopf. ○			Quadrat-Bolzenkopf. □	Runder Bolzenkopf. ○			Quadrat-Bolzenkopf □	Runder Bolzenkopf. ○	
1·0	0·0538	0·0494	0·0061	2·7	0·5974	0·5484	0·0458	4·4	2·516	2·310	0·1184
1·1	0·0722	0·0674	0·0074	2·8	0·6692	0·6130	0·0479	4·5	2·680	2·455	0·1238
1·2	0·0924	0·0896	0·0088	2·9	0·7586	0·6884	0·0512	4·6	2·859	2·618	0·1294
1·3	0·1136	0·1046	0·0103	3·0	0·8762	0·8073	0·0550	4·7	3·031	2·780	0·1351
1·4	0·1364	0·1260	0·0119	3·1	0·9500	0·8800	0·0588	4·8	3·222	2·955	0·1409
1·5	0·1590	0·1480	0·0137	3·2	1·045	0·9620	0·0626	4·9	3·410	3·138	0·1468
1·6	0·1822	0·1690	0·0156	3·3	1·138	1·049	0·0666	5·0	3·623	3·338	0·1529
1·7	0·2082	0·1928	0·0176	3·4	1·239	1·140	0·0707	5·1	3·831	3·530	0·1592
1·8	0·2360	0·2178	0·0198	3·5	1·342	1·230	0·0749	5·2	4·053	3·725	0·1653
1·9	0·2658	0·2450	0·0220	3·6	1·452	1·330	0·0793	5·3	4·284	3·940	0·1718
2·0	0·2972	0·2732	0·0244	3·7	1·552	1·435	0·0837	5·4	4·530	4·160	0·1784
2·1	0·3284	0·3036	0·0269	3·8	1·674	1·540	0·0883	5·5	4·778	4·390	0·1850
2·2	0·3620	0·3350	0·0296	3·9	1·809	1·658	0·0930	5·6	5·031	4·615	0·1918
2·3	0·4000	0·3700	0·0324	4·0	1·939	1·786	0·0978	5·7	5·298	4·869	0·1987
2·4	0·4420	0·4080	0·0351	4·1	2·074	1·902	0·1028	5·8	5·548	5·100	0·2057
2·5	0·4850	0·4500	0·0382	4·2	2·216	2·031	0·1079	5·9	5·810	5·350	0·2129
2·6	0·5360	0·4946	0·0413	4·3	2·362	2·170	0·1160	6·0	6·082	5·604	0·2201

467.
Gewichte der Kupplungen.

Nr. der Kupplungen.	Gewicht der Hülse. Kilg.	Gewicht des Kopfes. Kilg.	Nr. der Kupplungen.	Gewicht der Hülse. Kilg.	Gewicht des Kopfes. Kilg.
I	1·8	0·8	XI	94·8	59·2
II	2·5	1·2	XII	135·5	85·1
III	5·0	2·0	XIII	184·8	116
IV	6·5	2·8	XIV	213·2	143
V	9·6	5·4	XV	284·3	178
VI	14·3	8·6	XVI	360	229
VII	20·1	12·1	XVII	452	316
VIII	26·8	16·4	XVIII	562	392
IX	40·0	24·9	XIX	685	481
X	63·2	39·6			

Diese Gewichte beziehen sich auf die Kupplungen, von welchen in Nr. 81 die Dimensionen angegeben sind.

468.
Gewichte der Zapfenlager.

Nr des Lagers.	Gewicht des Lagers ohne Platte.	Gewicht der Lagerplatte.	Gewicht der Schale.	Gewicht der Schrauben.	Summe der Gewichte.	Nr. des Lagers.	Gewicht des Lagers ohne Platte.	Gewicht der Lagerplatte.	Gewicht der Schale.	Gewicht der Schrauben.	Summe der Gewichte.
	Kilg.	Kilg.	Kilg.	Kilg.	Kilg.		Kilg.	Kilg.	Kilg.	Kilg.	Kilg.
I	1·11	0·70	0·36 0·40	0·34	2·51 2·55	IX	30·62	20·40	5·30 6·90	4·85	62·17 62·77
II	1·58	1·10	0·40 0·48	0·40	3·48 3·56	X	49·25	32·40	8·28 10·10	7·90	97·83 99·65
III	2·59	1·66	0·53 0·65	0·60	5·38 5·50	XI	68·06	41·40	12·00 13·90	11·95	133·41 135·31
IV	4·44	2·86	0·85 1·09	0·93	9·08 9·32	XII	107·1	67·40	16·40 19·28	17·00	207·89 210·77
V	6·97	5·10	1·33 1·60	1·30	14·70 14·97	XIII	147·0	92·50	22·50 26·10	23·48	285·48 289·1
VI	10·40	7·50	2·00 2·43	1·82	21·72 22·15	XIV XV	171·4 225·4	107 142	30·00 39·00	27·2 34·8	335·6 441·2
VII	14·59	10·40	2·85 3·40	2·48	30·32 30·87	XVI XVII	292·6 368·5	185 231	49·80 61·80	43·8 54·6	571·2 722·9
VIII	20·12	13·90	4·00 4·64	3·30	41·32 41·96	XVIII XIX	460·5 562·1	285 354	76·00 93·00	68·2 83·0	889·7 109·2

Die Schrauben, mit welchen die Lagerplatten gegen die Fundamente geschraubt werden, sind nicht mitgerechnet. Die Gewichte beziehen sich auf die Lager, von welchen in Nr. 83 die Abmessungen angegeben sind.

469.

Gewichte der Triebrollen.

$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$
3	0·177	4	0·188	5	0·198	6	0·211	7	0·224	8	0·237
3·1	0·177	4·1	0·189	5·1	0·200	6·1	0·212	7·1	0·225	8·1	0·238
3·2	0·178	4·2	0·191	5·2	0·201	6·2	0·213	7·2	0·226	8·2	0·240
3·3	0·180	4·3	0·192	5·3	0·202	6·3	0·215	7·3	0·228	8·3	0·241
3·4	0·181	4·4	0·192	5·4	0·204	6·4	0·216	7·4	0·229	8·4	0·242
3·5	0·182	4·5	0·193	5·5	0·204	6·5	0·217	7·5	0·231	8·5	0·244
3·6	0·184	4·6	0·194	5·6	0·205	6·6	0·219	7·6	0·232	8·6	0·245
3·7	0·184	4·7	0·196	5·7	0·207	6·7	0·220	7·7	0·233	8·7	0·246
3·8	0·186	4·8	0·197	5·8	0·208	6·8	0·221	7·8	0·234	8·8	0·248
3·9	0·186	4·9	0·198	5·9	0·209	6·9	0·222	7·9	0·236	8·9	0·249

470.

Gewichte der Triebrollen.

$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$	$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$	$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$	$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$	$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$	$\frac{R}{b}$	$\frac{G}{b^3}$
1	0·0035	2	0·0108	3	0·0213	4	0·0348	5	0·0499	6	0·0684
1·1	0·0036	2·1	0·0120	3·1	0·0228	4·1	0·0366	5·1	0·0516	6·1	0·0696
1·2	0·0042	2·2	0·0126	3·2	0·0240	4·2	0·0384	5·2	0·0533	6·2	0·0720
1·3	0·0048	2·3	0·0132	3·3	0·0252	4·3	0·0396	5·3	0·0549	6·3	0·0744
1·4	0·0060	2·4	0·0144	3·4	0·0264	4·4	0·0408	5·4	0·0564	6·4	0·0772
1·5	0·0066	2·5	0·0156	3·5	0·0276	4·5	0·0426	5·5	0·0588	6·5	0·0785
1·6	0·0072	2·6	0·0168	3·6	0·0294	4·6	0·0438	5·6	0·0604	6·6	0·0804
1·7	0·0084	2·7	0·0180	3·7	0·0305	4·7	0·0456	5·7	0·0624	6·7	0·0828
1·8	0·0087	2·8	0·0186	3·8	0·0324	4·8	0·0468	5·8	0·0642	6·8	0·0852
1·9	0·0096	2·9	0·0204	3·9	0·0336	4·9	0·0486	5·9	0·0660	6·9	0·0876

G das Gewicht einer Rolle in Kilg.
d der Durchmesser der Welle in Centim.
b die Breite der Rolle in Centim.
R der Halbmesser der Rolle in Centim.

471.

Gewichte der Zahnräder.

$$\left(\frac{\beta}{\alpha} = 6\right)$$

$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$	$\frac{R}{d}$	$\frac{G}{d^3}$
3	0·196	4	0·213	5	0·233	6	0·254	7	0·278	8	0·300
3·1	0·197	4·1	0·216	5·1	0·236	6·1	0·257	7·1	0·280	8·1	0·302
3·2	0·198	4·2	0·217	5·2	2·237	6·2	0·260	7·2	0·283	8·2	0·305
3·3	0·201	4·3	0·220	5·3	0·240	6·3	0·261	7·3	0·285	8·3	0·308
3·4	0·202	4·4	0·221	5·4	0·243	6·4	0·264	7·4	0·287	8·4	0·309
3·5	0·205	4·5	0·224	5·5	0·244	6·5	0·265	7·5	0·289	8·5	0·312
3·6	0·207	4·6	0·225	5·6	0·247	6·6	0·268	7·6	0·291	8·6	0·315
3·7	0·208	4·7	0·226	5·7	0·248	6·7	0·271	7·7	0·293	8·7	0·317
3·8	0·209	4·8	0·229	5·8	0·251	6·8	0·273	7·8	0·296	8·8	0·320
3·9	0·212	4·9	0·230	5·9	0·252	6·9	0·276	7·9	0·298	8·9	0·321

472.

Gewichte der Zahnräder.

$$\left(\frac{\beta}{\alpha} = 6\right)$$

$\frac{R}{\beta}$	$\frac{G}{\beta^3}$	$\frac{R}{\beta}$	$\frac{G}{\beta^3}$	$\frac{R}{\beta}$	$\frac{G}{\beta^3}$	$\frac{R}{\beta}$	$\frac{G}{\beta^3}$	$\frac{R}{\beta}$	$\frac{G}{\beta^3}$	$\frac{R}{\beta}$	$\frac{G}{\beta^3}$
2	0·038	3	0·063	4	0·091	5	0·121	6	0·154	7	0·191
2·1	0·041	3·1	0·065	4·1	0·093	5·1	0·124	6·1	0·158	7·1	0·195
2·2	0·043	3·2	0·069	4·2	0·096	5·2	0·128	6·2	0·161	7·2	0·198
2·3	0·046	3·3	0·071	4·3	0·099	5·3	0·132	6·3	0·165	7·3	0·202
2·4	0·047	3·4	0·074	4·4	0·101	5·4	0·133	6·4	0·169	7·4	0·206
2·5	0·050	3·5	0·076	4·5	0·105	5·5	0·137	6·5	0·172	7·5	0·209
2·6	0·053	3·6	0·080	4·6	0·108	5·6	0·140	6·6	0·175	7·6	0·212
2·7	0·056	3·7	0·082	4·7	0·111	5·7	0·144	6·7	0·180	7·7	0·217
2·8	0·058	3·8	0·085	4·8	0·114	5·8	0·148	6·8	0·183	7·8	0·221
2·9	0·060	3·9	0·088	4·9	0·117	5·9	0·151	6·9	0·186	7·9	0·225

R Halbmesser des Rades in Centim.
α Zahndicke, β Zahnbreite des Rades in Centim.
d Durchmesser der Welle in Centim.
G Gewicht des Rades in Kilg.

Preise der Maschinen.

Die Maschinen und Apparate werden gegenwärtig von den Maschinenfabrikanten ungefähr zu folgenden Preisen verkauft *).

Alle Preise sind in französischen Francs angegeben.

473.

Eisen- und Gelbguss.

(Die Modelle nicht mitgerechnet.)

Sandguß.

Stücke von 0·25 bis 0·5 Kilg. Gewicht	per 1 Kilg.	0·84	Francs
„ „ 0·5 „ 3 „ „	„ 1 „	0·63	„
„ „ 4 „ 6 „ „	„ 1 „	0·49	„
„ „ 6 „ 20 „ „	„ 1 „	0·42	„
Gewichtige, jedoch leicht zu formende Maschinentheile	„ 1 „	0·39	„
Gewöhnlicher Kastenguss	„ 1 „	0·35	„
Platten, auf dem Herd gegossen, bis 500 Kilg.	„ 1 „	0·33	„
„ „ „ „ „ über 500 „	„ 1 „	0·32	„
Lehmguss, bis 50 Kilg. Gewicht	„ 1 „	0·51	„
Messingguss	„ 1 „	3·5	„
Kanonenmetallguss	„ 1 „	4·2	„

474.

Einzelne Bestandtheile zu Maschinen und Apparaten.

Hanfseile	per 1 Kilg.	1·14	Francs
Drahtseile	„ 1 „	1·43	„
Ketten	„ 1 „	0·70	„
Gusseiserne Röhren für Wasser- und Gasleitungen:			
a) mit Muffen	„ 1 „	0·35	„
b) mit Flantschen	„ 1 „	0·56	„
Schmiedeiserne gelöthete Röhren	„ 1 „	2·4	„
Schmiedeiserne geschweisste Röhren	„ 1 „	3·0	„
Kupferne gezogene Röhren	„ 1 „	5·2	„
Messingene gezogene Röhren	„ 1 „	5·3	„
Bleiröhren	„ 1 „	0·65	„
Gefässe aus Eisenblech zusammengenietet	„ 1 „	1·2	„
Kupferne Pfannen	„ 1 „	4·2 bis 5·6	„
Gusseiserne Gefässe	„ 1 „	0·4	„

*) Obschon diese Preise an verschiedenen Orten verschieden sind, auch an demselben Orte zum Theil erhebliche Aenderungen erfuhren, so sind doch in Ermangelung zuverlässiger Anhaltspunkte die folgenden Angaben ganz unverändert aus der vorigen Auflage dieses Werkes (vom Jahre 1860) wiedergegeben worden. G.

Hahnen und Ventile von Messing	per 1 Kilg.	5·6	Francs
„ „ „ „ Gusseisen	„ 1 „	3·2	„
Schrauben zur Verbindung metallischer Theile . . .	„ 1 „	2·5	„
Schraubenspindeln für Pressen etc.	„ 1 „	3·0	„
Schmiedeiserne Kurbeln, Hebel, Schubstangen . . .	„ 1 „	2·5	„

475.

Triebwerke.

Wellen und Kupplungen:	Preis per 1 Kilg., wenn der Durchmesser der Welle ist: Centimeter			
	3 bis 6	6 bis 9	9 bis 16	16 bis 24
1) von Schmiedeisen, ganz abgedreht, mit ausgebohrten Kupplungen, mit Stahlkeilen zusammengepasst	1·7	1·5	1·3	1·2 Fr.
2) von Schmiedeisen, nur in den Lagern abgedreht, mit ausgebohrten Kupplungen, mit Stahlkeilen zusammengepasst	1·4	1·3	1·1	1·0 „
3) von Gusseisen, ganz abgedreht, mit ausgebohrten Kupplungen, mit Stahlkeilen zusammengepasst	—	—	0·9	0·8 „
4) von Gusseisen, nur in den Lagern abgedreht, mit ausgebohrten Kupplungen, mit Stahlkeilen zusammengepasst . . .	—	—	0·7	0·6 „

Räder, Rollen, Lager:	Preis per 1 Kilg., wenn das Gewicht des Gegenstandes ist: Kilogramm			
	5 bis 10	10 bis 30	30 bis 100	über 100
Räder von Gusseisen, ganz abgedreht, ausgebohrt, ausgefeilt	3	2	1·5	1 Fr.
Räder von Gusseisen, nur abgedreht und ausgebohrt	1·5	1·4	1·2	0·9 „
Räder von Gusseisen, nur ausgebohrt . .	1	0·9	0·8	0·7 „
Rollen von Gusseisen, abgedreht, ausgebohrt	1·4	1·3	1·2	1 „
Rollen von Gusseisen, nur ausgebohrt . .	1	0·9	0·8	0·7 „
Gusseiserne Lager mit Messingschalen . .	1·7	1·5	1·3	1·1 „

Mauerplatten und Lagerstühle	per 1 Kilg.	0·6 bis 1·2	Fr.
Messingene ausgebohrte und abgedrehte Lagerbüchsen	„ 1 „	5	„
Wellenzapfen von Gusseisen, abgedreht	„ 1 „	0·6	„
Wellenzapfen von Schmiedeisen, abgedreht . . .	„ 1 „	1	„
Stahlzapfen, gehärtet, abgedreht	„ 1 „	12	„
Schwungräder, zusammengepasst und ausgebohrt .	„ 1 „	0·6	„

476.

Preise der Wasserräder.

A. Hölzerne Räder.	Preis per 1 Pferdekraft Nutzeffekt. Das Rad, ohne Gerinne, ohne Einlauf.	Das Rad, mit Gerinne, mit Einlauf.
	Francs.	Francs.
Kleine hölzerne Schaufelräder mit sorgfältigen Verbindungen	100 bis 160	130 bis 200
Grössere hölzerne Schaufelräder; Zahnkranz, Rosetten, Ringzapfen von Gusseisen	130 „ 200	160 „ 250
Kleine hölzerne oberschlächtige Räder	50 „ 80	70 „ 100
Grosse hölzerne oberschlächtige Räder; Zahnkranz, Rosetten, Wellbaum von Holz	260 „ 400	300 „ 450
B. Eiserne Räder.		
Schaufelräder. Die Schaufeln und der Radboden von Holz, alles Uebrige von Eisen	200 „ 320	300 „ 400
Rückschlächtige Räder. Die Zellen von Holz, alles Uebrige von Eisen	200 „ 330	300 „ 430
Eiserne oberschlächtige Räder mit Blechschaufeln	300 „ 500	400 „ 550
Eiserne Ponceleträder mit Blechschaufeln	260 „ 400	330 „ 500

Die Preise einzelner Theile eines eisernen Wasserrades sind:

Gusseiserne Kränze, Rosetten, Wellbäume	per 1 Kilg.	0·6 bis 0·8 Fr.
Schmiedeiserne Stangen und Schrauben	„ 1 „	1 „ 1·3 „
Blechschaufeln	„ 1 „	1·2 „ 1·7 „

477.

Preise der Turbinen.

Gefälle.	Nutzeffekt der Turbine in Pferdekräften.									
	2	4	6	8	10	12	15	20	30	40
Meter.										
0·5	4600	5528	6456	7384	8312	9240	10632	12496	16200	—
0·8	4471	5291	6110	6928	7746	8564	9791	11836	14280	—
1·0	4385	5121	5867	6613	7358	8002	9118	10590	13000	14000
1·5	4170	4730	5290	5850	6410	7670	7810	8586	9800	11700
2·0	4084	4630	5176	5722	6268	6814	7638	8400	9614	11496
2·5	3998	4530	5062	5594	6126	6658	7456	8216	9438	11228
3·0	3912	4430	4948	5466	5984	6502	7279	8030	9252	11080
4·0	3740	4258	4776	5294	5812	6330	7107	7802	8880	10664
5·0	3568	4058	4548	5038	5528	6018	6758	7432	8518	10248
8·0	3310	3770	4230	4690	5150	5610	6300	7002	8164	9724
10·0	3138	3580	4022	4464	4906	5348	6228	6714	7928	9308
12·0	3052	3484	3916	4348	4212	5212	6060	6570	7840	9100

Dampfmaschinen.

478.

Landmaschinen für Werkstätten und Fabriken.

Bezeichnung des Systems.	Preise der Maschinen per **1** Pferdekraft bei Maschinen von folgenden Pferdekräften:												
	2	4	6	8	10	12	16	20	30	40	50	60	100
Hochdruckmaschinen *ohne* Expansion, *ohne* Condensation, *ohne* Balancier .	1824	1324	1157	1074	1024	990	949	924	891	874	864	857	844
Hochdruckmaschinen *mit* Expansion, *ohne* Condensation, *ohne* Balancier .	2340	1591	1341	1200	1140	1090	1029	990	940	916	900	890	870
Mitteldruckmaschinen *mit* Expansion, *mit* Condensation, *mit* Balancier, *mit* 1 Dampfcylinder	—	—	—	—	—	1600	1413	1308	1158	1083	1038	1008	948
Woolf'sche Mitteldruckmaschinen *mit* Expansion, *mit* Condensation, *mit* Balancier, *mit* 2 Dampfcylindern . .	—	—	—	—	—	1915	1655	1500	1291	1187	1125	1083	1000



479.

Preise der Dampfkessel von Eisenblech.

(Ohne Garnitur).

Pferdekraft des Kessels.	Totale Oberfläche des Kessels.	Länge des Hauptkessels.	Durchmesser des Hauptkessels.	Durchmesser der Siedröhren.	Anzahl der Siedröhren.	Für 2 Atmosph.		Für 3 Atmosph.		Für 4 Atmosph.		Für 5 Atmosph.	
						Gewicht Kilg.	Preis Francs	Gewicht Kilg.	Preis Francs	Gewicht Kilg.	Preis Francs	Gewicht Kilg.	Preis Francs
	Quadratm.	Meter	Meter	Meter									
1	4·5	2·4	0·60	—	—	225	270	260	312	295	354	325	400
2	5·6	2·7	0·66	—	—	350	420	400	480	450	540	500	600
4	11·6	3·0	0·69	0·27	2	575	690	660	792	740	888	802	1000
6	15·9	3·6	0·75	0·33	2	925	1110	1060	1272	1195	1434	1325	1600
8	19·8	4·2	0·78	0·36	2	1340	1608	1530	1836	1725	2070	1915	2300
10	22·1	4·5	0·84	0·36	2	1750	2100	2000	2400	2250	2700	2500	3000
12	24·7	4·8	0·90	0·36	2	2100	2520	2400	2880	2700	3240	3000	3600
16	29·7	5·4	0·99	0·39	2	2450	2940	2800	3360	3150	3780	3500	4200
20	32·8	5·7	1·05	0·39	2	2915	3498	3430	4116	3850	4620	4165	5000
25	45·1	6·3	1·11	0·39	3	3100	3720	3550	4260	4000	4800	4415	5300
30	54·6	6·9	1·17	0·45	3	3500	4200	4000	4800	4500	5400	5085	6100
35	60·8	7·5	1·23	0·45	3	4235	5082	4850	5820	5500	6600	6060	7272
40	69·5	8·1	1·29	0·48	3	5000	6000	5700	6840	6450	7740	7165	8600
45	78·9	9·0	1·35	0·48	3	6000	7200	6800	8160	7540	9048	8335	10000
50	97·0	10·5	1·41	0·51	3	6900	8280	7700	9240	8600	10320	9415	11300

Arbeiten in schwerem Eisenblech von 50 bis 250 Klg.	per	1	Klg.	1·68 Fr.
„ „ „ „ „ 250 „ 500 „	„	1	„	1·40 „
„ „ „ „ „ 500 und mehr „	„	1	„	1·26 „
Dampfkamine von starkem Eisenblech	„	1	„	1·05 „
Vorstellplatten nebst Ofenthüren	„	1	„	0·56 „
Roststäbe, Rostunterlagen, Tragfüsse von Gusseisen .	„	1	„	0·35 „
Sicherheitsventile, Schwimmer	„	1	„	2·22 „

480.

Dampfschiffe für Flüsse und Landseen.

Benennung der Gegenstände.	Gewicht in Kilg. per 1 Pferdekraft.	Preis per 1 Kilg. Gewicht.	Preis per Pferdekraft.
Die Maschine mit Treibapparat	600	2	1200
Kessel und Kamin	300	1·2	360
Das Schiff von Eisenblech mit Ausrüstung	840	1	840
Maschine, Treibapparat, Kessel, Kamin .	900	1·73	1560
Maschine, Treibapparat, Kessel, Kamin, Schiff	1740	1·38	2400

481.

Krahne von Gusseisen.

Last, welche mit d. Krahn gehoben werden kann.	Gewicht des Krahnes.	Preis per 1 Kilg.	Preis des Krahnes.
Kilg.	Kilg.		
1000	1000	1·20	1200
2000	1500	1·15	1725
3000	2000	1·10	2200
4000	3000	1·05	3150
5000	4500	1·00	4500
6000	5600	0·97	5432
7000	6800	0·96	6528
8000	8000	0·94	7520
10000	9800	0·90	8820
15000	13000	0·85	11050
20000	17000	0·80	13600

482.

Werkzeuge für Maschinenfabriken.

	Gewicht in Kilg.	Preis per Kilg.	Preis der Maschine.
Drehbank für Holzgestelle, bestehend in Spindelstock mit konischer Rolle, Reitstock, Auflage, zwei Aufspannscheiben und Transmission:			
von 0·15 Meter Spindelstockhöhe	200	1·5	300
„ 0·18 „ „	266	1·5	400
„ 0·21 „ „	300	1·5	450
„ 0·24 „ „	350	1·5	520
Drehbänke für Holzgestelle, bestehend in Spindelstock mit Räderübersetzungen, Reitstock, Auflage, zwei Aufspannscheiben und Transmission:			
von 0·27 Meter Spindelstockhöhe	714	1·4	1000
„ 0·30 „ „	860	1·4	1200
„ 0·39 „ „	1290	1·4	1800
„ 0·45 „ „	1714	1·4	2400
„ 0·60 „ „	2150	1·4	3000
„ 0·90 „ „	2570	1·4	3600
Drehbänke mit gusseisernem abgehobeltem Gestelle, Spindelstock mit konischer Rolle, Reitstock, Auflage, zwei Aufspannscheiben und Transmission:			
Länge der Bank. — Höhe des Spindelstocks.			
1·8 Meter — 0·18 Meter	500	1·6	800
2·1 „ — 0·21 „	600	1·6	960
2·4 „ — 0·24 „	675	1·6	1080
2·7 „ — 0·27 „	750	1·6	1200
Drehbänke mit gusseisernem abgehobeltem Gestelle, zum Gewindschneiden und Selbstdrehen eingerichtet, mit Spindelstock und Räderübersetzung, Reitstock, Auflage, Support-fixe, Lunettenstock, zwei Aufspannscheiben, oberer Transmission:			

	Gewicht in Kilg.	Preis per Kilg.	Preis der Maschine.
Banklänge. Spindelstockhöhe.			
1·8 0·21	870	2·3	2000
2·4 0·24	1043	2·3	2400
3·0 0·27	1364	2·2	3000
3·6 0·30	1818	2·2	4000
4·2 0·39	2381	2·1	5000
4·8 0·45	3143	2·1	6600
5·4 0·51	4500	2·0	9000
6·0 0·60	6000	2·0	12000
6·6 0·75	8511	1·88	16000
7·2 0·90	10638	1·88	20000
Support-fixe mit 2 Bewegungen, Unterlage und Unterlagsschrauben:			
Länge 0·09 Meter	51	5·5	280
„ 0·12 „	64	5·0	320
„ 0·15 „	89	4·5	400
„ 0·18 „	120	4·0	480
„ 0·21 „	140	4·0	560
„ 0·24 „	183	3·5	640
„ 0·27 „	206	3·5	720
Räderschneidmaschine für Räder bis			
1·0 Meter Durchmesser	1364	2·2	3000
1·2 „ „	1636	2·2	3600
1·5 „ „	2182	2·2	4800
Räderausstossmaschine zum Ausstossen der Nuten in Rädern und Kupplungen, für Gegenstände			
bis 0·9 Meter Durchmesser	2320	1·55	3600
„ 1·5 „ „	3490	1·43	5000
„ 2·4 „ „	5000	1·28	6400
Schraubenschneidmaschine zu Schrauben			
von 0·03 Meter Durchmesser	560	2·50	1400
„ 0·045 „ „	1440	1·81	2600
„ 0·06 „ „	2250	1·60	3600
Vertikal-Bohrmaschine zu Löchern von			
0·09 Meter Tiefe und 0·03 Meter Durchm.	250	3·20	800
0·18 „ „ „ 0·075 „ „	440	2·73	1200
0·30 „ „ „ 0·12 „ „	670	2·39	1600

	Gewicht in Kilg.	Preis per Kilg.	Preis der Maschine.
Vertikal-Bohrmaschine mit Säulengestell, 1·2 Meter zwischen den Säulen, zum Ausbohren von Rädern	2320	1·55	3600
Vertikal-Bohrmaschine mit beweglichem Arm durch den Halbkreis, zum Bohren von Rädern bis 3 Meter Durchmesser	4100	1·37	5600
Kesselblech-Lochmaschine und *Scheere* für Löcher von 0·03m Durchmesser und 0·015m Dicke	2000	1·60	3200
„ 0·03 „ „ 0·03 „	3150	1·46	4600
Kesselblech-Biegmaschine mit Walzen von			
1·2 Meter Länge	960	2·08	2000
1·5 „ „	1450	1·79	2600
1·8 „ „	2000	1·60	3200
Metall-Hobelmaschine mit Selbstbewegung, gusseiserner Bank und Transmission.			
Länge der Bank. — Länge / Breite / Höhe des zu hobelnden Stücks.			
1·2m — 0·84 — 0·54 — 0·36	1300	1·85	2400
1·8 — 1·14 — 0·54 — 0·36	1450	1·79	2600
2·4 — 1·50 — 0·69 — 0·69	2300	1·57	3600
3·0 — 1·89 — 0·69 — 0·69	2700	1·48	4000
3·6 — 2·25 — 0·69 — 0·69	2800	1·50	4200
4·2 — 2·64 — 0·69 — 0·69	3050	1·51	4600
4·8 — 3·00 — 0·69 — 0·69	3300	1·45	4800
5·4 — 3·39 — 0·69 — 0·69	3500	1·43	5000
6·0 — 3·75 — 1·05 — 1·05	6200	1·16	7200
6·6 — 4·50 — 1·05 — 1·05	7500	1·07	8000
7·2 — 5·10 — 1·35 — 1·35	10000	1·00	10000
7·8 — 5·40 — 1·35 — 1·35	11500	1·00	11500
8·4 — 5·70 — 1·35 — 1·35	12000	1·00	12000
9·0 — 6·00 — 1·50 — 1·50	14000	1·00	14000
Kleine Bank-Hobelmaschine zum Hobeln von Gegenständen von			
0·18m Länge, 0·18m Breite, 0·15m Höhe	280	3·21	900
0·24 „ 0·24 „ 0·18 „	430	2·79	1200
0·30 „ 0·30 „ 0·21 „	600	2·50	1500

483

Maschinen zur Eisenfabrikation.

	Preis per 1 Kilg.
Cylindergebläse, ausgebohrt, mit Kolben, Kolbenstangen, Geradführung und Ventilen	1·2
Ventilator für Kuppelöfen ohne Transmission 500 Fr.	
Fundationsplatten für Walzwerke	0·3
Schwungräder, Walzengestelle, nicht gedrehte gusseiserne Axen	0·42
Zahnräder, nicht ausgebohrt, jedoch aufgekeilt	0·5
Ausgedrehte Getriebe	0·6
Gusseiserne Axen mit gedrehten Hülsen und ausgebohrten Kupplungen	0·56
Unausgebohrte Kupplungen	0·42
Abgedrehte Blechwalzen	0·6
„ Kaliberwalzen für Grobeisen	0·8
„ „ „ Kleineisen	1·2
„ harte Glättwalzen für Bandeisen	4·0
Geschmiedete und geschnittene Druckschrauben für Walzenständer	3·0
Messingene Muttern dazu	4·8
Schmiedeiserne Traversen, grosse Schrauben	1·0
Kleine schmiedeiserne Schrauben	1·2
Messingene Lager in den Walzenständern	4·8

484.

Maschinen für Baumwollspinnerei.

Wolf		800
Batteur éplucheur (Schlagmaschine)		1600
Wickelmaschine (Batteur étaleur)		3200
Carde mit 18 Deckeln und 2 Reihen Lieferungscylinder		1200
„ „ 18 „ „ 1 Reihe „		1100
Vereinigungsmaschine zu den Carden		600
Wattmaschine zu den Auscarden		700
Deckelschleifmaschine		600
Cardenschleifmaschine		300
Streckwerk mit 6 Köpfen	per Kopf 220	1320
„ „ 10 „ à 5 Cylinder	„ „ 240	2400
„ „ 14 „ à 5 „	„ „ 205	2870
Vereinigungsmaschine zu den Streckwerken		500
Grob-Spulmaschine mit 32 Spindeln	per 1 Spindel 91	2900
„ „ „ 36 „	„ 1 „ 83	3000
„ „ „ 40 „	„ 1 „ 77	3100
„ „ „ 44 „	„ 1 „ 73	3200
Fein-Spulmaschine „ 64 „	„ 1 „ 48	3100
„ „ „ 72 „	„ 1 „ 46	3300
„ „ „ 80 „	„ 1 „ 44	3500
„ „ „ 88 „	„ 1 „ 42	3700
„ „ „ 100 „	„ 1 „ 40	4000
„ „ „ 120 „	„ 1 „ 38	4560

	Francs
Spinnstuhl (Mule-Jenny) à 360 Spindeln . . . . per 1 Spindel 10	3600
Pack- und Garnpresse für 5 bis 10 Pfund-Bündel	540
Eine Spindel für Spinnstühle	2·66
„ „ „ Spulmaschinen	3·50
Throstle-Spinnstuhl à 234 Spindeln per 1 Spindel 15	3510
Röhrenmaschine (Rota frotteur, Tubemaschine)	225

485.

Maschinen für mechanische Weberei.

Spulmaschine mit 100 Spindeln	900
„ „ 144 „	1100
Zettelmaschine zu 400 Spulen für 36" Waare	500
„ „ 500 „ „ 46" „	600
Schlichtmaschine, schottisches System, für 36" Waare	1800
„ „ „ „ 46" „	2000
Webstuhl, Robert's System für glatte Waare	300
„ „ „ „ façonnirte Waare	380
Ein Schiffchen von Buchs mit Stahlspitzen	4
Webstuhl für Sammet von 34" Breite	400
„ „ façonnirten Sammet	450
„ „ Sammet von 48" Breite	540

486.

Preise von Spinnfabriken per 1 Mule-Spindel.

Benennung der Gegenstände.	Mittlere Garn-Nummern, welche die Fabrik spinnt.								
	10	20	30	40	60	80	100	120	140
Spinnmaschinen . . .	66	30	21	18	15	13	12	12	11
Transmission	8	8	8	8	8	8	8	8	8
Kraftmaschinen . . .	5	5	5	5	5	5	5	5	5
Die Gebäude	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Preis der vollständig eingerichteten Fabrik per 1 Mule-Spindel .	89	53	44	41	38	36	35	35	34

487.

Preise der Maschinen zur Papierfabrikation.

	Francs
Eine complete Maschine zur Verfertigung des endlosen Papieres mit Trockenmaschine, Heisspresse, Knotensieb, Saugapparat und Schneidapparat, um das Papier der Länge nach zu zerschneiden	27600
Ein vollständiger Holländer mit eiserner Schale und mit Garnitur .	3000

	Francs
Eine vollständige Satinir-Presse	7600
Eine Zeugbütte mit Rührwerk	2100
Eine Pumpe für 8 Holländer	1560

488.

Gaswerke für Städtebeleuchtungen.

Kosten für 1 Brenner in Francs.

Gebäude ohne Gasbehälter und ohne Retorten	8
Canalisation der Stadt	25·4
Zweigleitungen	3·2
Gasbehälter	11·4
Retortenöfen	6·4
Condensator	1·8
Waschapparate	0·4
Kalkreiniger	1·8
Gasuhr	0·7
Regulator	0·2
Röhren in der Fabrik	0·7
Kosten eines Gaswerkes ohne Kandelaber per 1 Brenner	60

ANHANG.

Resultate aus der mechanischen Wärmetheorie.

Erster Theil.

Allgemeine Sätze und Formeln nebst Anwendung auf die Physik der Gase und Dämpfe.

1.

Mechanische Begriffe von Wärme und Temperatur.

Der *Zustand eines Körpers* ist ein äusserer und innerer.

Der *äussere Zustand* ist derjenige Bewegungszustand eines Körpers, welcher mit einer wahrnehmbaren Ortsveränderung seiner Massenelemente verbunden ist.

Der *innere Zustand* eines Körpers wird durch diejenigen Erscheinungen bestimmt, welche nicht in einer wahrnehmbaren Ortsveränderung seiner Massenelemente bestehen, wobei es nicht ausgeschlossen ist, dass gewisse Aenderungen des inneren Zustandes stets von solchen des äusseren Zustandes begleitet werden.

Während jede Ursache einer Aenderung des äusseren Zustandes eines Körpers eine *Kraft* (mechanische Kraft) genannt wird, werden Aenderungen des inneren Zustandes vorläufig verschiedenen Ursachen zugeschrieben, sofern ihre Zurückführung auf mechanische Kräfte von bestimmten Wirkungsgesetzen noch nicht mit Sicherheit gelungen ist.

Unter der Voraussetzung, dass der innere Zustand in allen Punkten eines Körpers gleich ist (widrigenfalls derselbe in unendlich kleine Volumenelemente zu zerlegen wäre, für welche diese Voraussetzung zutrifft), heisst *Wärme* die Ursache solcher Aenderungen des inneren Zustandes, welche sich durch eine Veränderung der Aggregatform des Körpers, seines Druckes oder Volumens zu erkennen geben. Insoweit der innere Zustand durch diese 3 Kriterien charakterisirt, also durch die Wärme bedingt ist, heisst er der *Wärmezustand.*

Unter dem *Druck eines Körpers in einem gewissen Punkte* ist hierbei im Allgemeinen das arithmetische Mittel der (positiven oder negativen) normalen Pressungen zu verstehen, welche in diesem Punkte für irgend drei durch ihn hindurchgehende zu einander senkrechte Ebenen pro Flächeneinheit derselben stattfinden. Im Folgenden wird jedoch stets vorausgesetzt, dass der Druck in

demselben Punkte für alle hindurchgehende Ebenen gleich gross sei; immer ist dies der Fall und zudem der Druck stets positiv bei flüssigen, insbesondere bei luftförmig flüssigen Körpern (Gasen und Dämpfen), für welche die mechanische Wärmetheorie zur Zeit allein von technischer Wichtigkeit ist.

Bei einem *Körper von gleichförmigem Wärmezustande*, d. h. dessen Wärmezustand in demselben Augenblicke in allen seinen Punkten gleich ist, ist insbesondere auch der Druck in allen Punkten gleich und heisst dann kurzweg der *Druck des Körpers* wie in der obigen Definition von Wärme. Bei einem Körper von ungleichförmigem Wärmezustande kann sich der Druck nur stetig von Punkt zu Punkt desselben ändern und ist an irgend einem Punkte der Oberfläche gleich dem äusseren Druck auf die Flächeneinheit der Oberfläche an dieser Stelle. Bei einem Körper von gleichförmigem Wärmezustande ist deshalb auch der äussere Druck auf die Oberfläche pro Flächeneinheit überall gleich und gleich dem inneren Druck des Körpers.

Als Grösse wird die Wärme der Rechnung zugänglich gemacht durch die Definition: zwei Wärmen oder Wärmegrössen verhalten sich = 1 : n, wenn die Massen gleichartiger Körper sich = 1 : n verhalten, in denen sie unter gleichen Umständen gleiche Aenderungen des Wärmezustandes hervorrufen. In Folge der älteren Stoffanschauung von der Wärme ist für Wärmegrösse die Bezeichnung *Wärmemenge* gebräuchlich geworden.

Die Wahl der Wärmeeinheit beruht auf dem Begriff der *Temperatur*. Man sagt: zwei Körper von gleichförmigen Wärmezuständen haben *gleiche Temperatur*, wenn in Folge ihrer gegenseitigen Berührung ihr Wärmezustand sich nicht ändert.

Ist nun bei normalem Atmosphärendruck (gemessen durch eine 0·76 Meter hohe Quecksilbersäule von der Temperatur des schmelzenden Eises)

V_1 das Volumen einer gewissen Menge reiner, d. h. von ihren nebensächlichen Bestandtheilen befreiten atmosphärischen Luft bei der Temperatur des schmelzenden Eises,

V_2 ihr Volumen bei der Temperatur des unter normalem Atmosphärendruck kochenden Wassers,

V ihr Volumen für einen anderen Wärmezustand,

so wird als *Maasszahl der Temperatur* in diesem letzteren Zustande diejenige Zahl t definirt, welche der Gleichung entspricht:

$$V = V_1 + \frac{V_2 - V_1}{n} t = V_1 \left(1 + \frac{V_2 - V_1}{n V_1} t\right)$$

Dabei ist n eine willkürlich zu wählende Zahl, welche nach Celsius = 100 gewählt wird. Eine Temperaturänderung $\Delta t = 1$ heisst ein *Temperaturgrad*.

Nach diesen Definitionen beruht die Brauchbarkeit jedes *Thermometers*, d. h. eines Instrumentes zur Messung der Temperatur eines Körpers, auf der Bekanntschaft mit der Beziehung, welche zwischen seinen Angaben und denen eines idealen (d. h. ganz reine atmosphärische Luft von stets normalem Atmosphärendruck enthaltenden) Luftthermometers stattfindet.

Als *Wärmeeinheit* wird jetzt diejenige Wärmemenge definirt, wodurch die Temperatur der Gewichtseinheit (1 Kilg.) Wasser von 0° auf 1° Celsius erhöht wird.

2.

Zustandsgleichung und Zustandscurve.

Es sei p der Druck, v das specifische Volumen (Volumen der Gewichtsein

heit), t die Temperatur eines Körpers von gleichförmigem Wärmezustande. Zwischen diesen Elementen besteht eine gewisse Gleichung:

$$F(p, v, t) = 0,$$

welche die *Zustandsgleichung* des Körpers der betreffenden Art und Aggregatform genannt wird. Ihre Form hängt nur von der Aggregatform ab; für verschiedene Körperarten sind nur ihre Coefficienten verschieden.

Durch die Zustandsgleichung ist t im Allgemeinen eindeutig als Function von p und v bestimmt; ausnahmsweise auch zweideutig, z. B. bei Wasser in der Nähe des Gefrierpunktes.

Wenn sich der stets gleichförmige Wärmezustand eines Körpers bei unveränderter Aggregatform, also unveränderter Zustandsgleichung stetig ändert, so kann das Gesetz dieser Aenderung durch eine ebene Curve dargestellt werden, deren allgemeine Gleichung, bezogen auf rechtwinkelige Coordinatenaxen der p und v

$$f(p, v) = 0$$

sei und welche die *Zustandscurve* genannt wird.

3.

Gleichwerthigkeit von Wärme und Arbeit.

Die Erfahrung lehrt, dass durch Veränderung des Wärmezustandes eines Körpers Arbeit verrichtet oder durch Aufwendung von Arbeit der Wärmezustand eines Körpers verändert werden kann, und sie lehrt ferner, dass, wenn man im ersten Falle die gewonnene Arbeit mit der Wärmemenge vergleicht, welche dem Körper zur Bewirkung der gleichen Aenderung des Wärmezustandes hätte entzogen werden müssen, oder im zweiten Falle die verbrauchte Arbeit mit der Wärmemenge, welche dem Körper zur Bewirkung der gleichen Aenderung des Wärmezustandes hätte zugeführt werden müssen, alsdann jene Arbeit dieser Wärmemenge stets in demselben Verhältnisse $= 1 : A$ proportional ist.

Die Wärmemenge A heisst der *Wärmewerth der Arbeitseinheit*, die Arbeit $\frac{1}{A}$ der *Arbeitswerth der Wärmeeinheit.*

Die gegenseitige Umwandelbarkeit von Wärme und Arbeit deutet darauf hin, dass das Wesen der Wärme in einer unsichtbaren Bewegung von Massentheilchen zu suchen ist, welche die *innere Bewegung* derselben heissen mag im Gegensatze zu ihrer äusseren Bewegung, wodurch der äussere Zustand des Körpers (Nr 1) charakterisirt ist.

Für ein Kilogramm-Meter als Arbeitseinheit ist:

$$\frac{1}{A} = 424.$$

4.

Aeussere Arbeit (Expansionsarbeit) eines Körpers.

Wenn ein Körper einem äusseren Druck auf seine Oberfläche unterworfen ist, der in allen Punkten der Letzteren in demselben Augenblicke gleich gross $= p$ pro Flächeneinheit ist, insbesondere also wenn es sich um einen Körper von gleichförmigem Wärmezustande handelt (Nr. 1), so ist für irgend eine un-

endlich kleine Zustandsänderung des Körpers die zur Bewältigung jenes äusseren Druckes aufzuwendende Arbeit

$$= p \cdot dV,$$

unter d V die Volumänderung des Körpers verstanden. Diese Arbeit, welche die *äussere Arbeit* oder *Expansionsarbeit* des Körpers genannt wird, ist also unabhängig von der Gestalt und der äusseren Bewegung des Körpers, insoweit Letztere nicht durch die Volumänderung nothwendig bedingt ist.

5.

Körperwärme, inneres und gesammtes Arbeitsvermögen eines Körpers. Gleichung des inneren Arbeitsvermögens.

Unter der in einem Körper enthaltenen Wärme oder seiner *Körperwärme* in einem gewissen gleichförmigen Wärmezustande Z wird diejenige Wärmemenge verstanden, welche ihm zugeführt werden muss, um ihn aus einem gewissen ein für allemal conventionell bestimmten anfänglichen Wärmezustande Z_0 in den Wärmezustand Z zu versetzen, nach Abrechnung des Wärmewerthes der äusseren Arbeit, welche bei dieser Zustandsänderung verrichtet wurde. Diese Differenz ist nämlich für einen gegebenen Körper stets dieselbe, wie auch der Uebergang aus dem Wärmezustande Z_0 in den Wärmezustand Z stattgefunden haben möge, wogegen die äussere Arbeit und somit die im Ganzen zuzuführende Wärme je nach der Art jener Zustandsänderung wesentlich verschieden sein können.

Der Arbeitswerth der Körperwärme heisse das *innere Arbeitsvermögen* des Körpers. Im Falle äusserer Bewegung wird unter dem *gesammten Arbeitsvermögen* oder dem Arbeitsvermögen schlechtweg die Summe des inneren Arbeitsvermögens des Körpers und seiner äusseren lebendigen Kraft, d. h. der seiner äusseren Bewegung entsprechenden lebendigen Kraft (= halbe Summe der Producte aus den Massen der Körperelemente und den Quadraten ihrer äusseren Geschwindigkeiten) verstanden.

Das innere Arbeitsvermögen, welches pro Gewichtseinheit eines Körpers von gleichförmigem Wärmezustande mit U bezeichnet wird, ist, indem es durch den augenblicklichen Wärmezustand vollkommen bestimmt ist, mit den Grössen p, v, t (Nr. 2) durch eine Gleichung

$$\Phi(p, v, t, U) = 0$$

verbunden, deren Form von der Aggregatform und deren Coefficienten von der Art des Körpers abhängig sind. Diese Gleichung, in welcher vermöge der Zustandsgleichung auch jede der Grössen p, v, t durch die beiden übrigen ausgedrückt werden kann, mag die *Gleichung des inneren Arbeitsvermögens* des Körpers der betreffenden Art und Aggregatform genannt werden.

6.

Innere Arbeit und innere lebendige Kraft.

Das innere Arbeitsvermögen ist als aus zwei Theilen bestehend zu betrachten: der inneren Arbeit und der inneren lebendigen Kraft. Indem beide von demselben conventionellen anfänglichen Wärmezustande Z_0 aus gerechnet werden wie das innere Arbeitsvermögen, ist die *innere Arbeit* für einen gewissen Wärmezustand Z diejenige Arbeit, welche von den inneren Kräften, mit welchen die den Körper constituirenden kleinsten Massentheilchen gegenseitig auf einander

wirken, bei der Veränderung der relativen Lage dieser Massentheilchen verrichtet wird, womit der Uebergang aus dem Wärmezustande Z_0 in den Wärmezustand Z im Allgemeinen verbunden ist; die *innere lebendige Kraft* im Wärmezustande Z ist dagegen der Ueberschuss der lebendigen Kraft der inneren Bewegung in diesem Zustande über dieselbe im Anfangszustande Z_0.

Auf ihrem heutigen Standpunkte vermag indessen die mechanische Wärmetheorie jene Zerlegung des inneren Arbeitsvermögens in die genannten beiden Bestandtheile noch nicht rechnungsmässig durchzuführen, weil es noch nicht gelungen ist, die Wärmeerscheinungen aus der Art der Gruppirung der kleinsten einen Körper constituirenden Massentheilchen (Körper- und Aetheratomen), aus den Wirkungsgesetzen ihrer gegenseitigen inneren Kräfte und der Art ihrer inneren Bewegung genügend zu erklären. Vorläufig wird deshalb das innere Arbeitsvermögen sowie ihr Wärmewerth, die Körperwärme, nur als Ganzes in Rechnung gebracht.

7.

Allgemeine Gleichungen zur Untersuchung der Zustandsänderungen eines Körpers.

Wenn im allgemeinsten Falle der augenblickliche äussere und innere Zustand eines Körpers in seinen verschiedenen Punkten verschieden (von Punkt zu Punkt stetig veränderlich) ist, muss zur Untersuchung einer Zustandsänderung des Körpers unter gegebenen Umständen derselbe in unendlich kleine Volumenelemente zerlegt werden der Art, dass in allen Punkten eines solchen Elementes der augenblickliche äussere und innere Zustand als gleich zu betrachten ist.

Es bezeichne dann, wie auch in der Folge immer, für ein solches Körperelement:

u die äussere Geschwindigkeit (Meter pro Sekunde),
p den Druck (Kilogramm pro Quadratmeter),
v das specifische Volumen (Cubikmeter pro Kilogramm),
t die Temperatur in Graden der Celsius'schen Skale,
U das innere Arbeitsvermögen (Kilogramm-Meter pro Kilogramm).

Ist nun für eine unendlich kleine Zustandsänderung des Körpers und somit des betrachteten Körperelementes pro 1 Kilogramm des Letzteren:

dQ die von Aussen, also von der umgebenden Körpermasse aus ihm zugeführte Wärme,
dM die Arbeit der auf die Masse des Elementes wirkenden äusseren Kraft,
dO die Arbeit des auf seine Oberfläche wirkenden äusseren Druckes der angrenzenden Körpertheile,

so gelten die folgenden allgemeinen Gleichungen:

$$d\left(U + \frac{u^2}{2g}\right) = \frac{1}{A}\, dQ + dM + dO$$

$$dU = \frac{1}{A}\, dQ - p\, dv$$

$$d\,\frac{u^2}{2g} = dM + dO + p\, dv$$

Die erste enthält den Satz, dass der Zuwachs an gesammtem Arbeitsvermögen des Körperelementes gleich ist der Summe aus dem Arbeitswerth der ihm

zugeführten Wärme und den Arbeiten der auf dasselbe wirkenden Kräfte; die zweite Gleichung ist die in analytische Form gebrachte Definition des inneren Arbeitsvermögens (Nr. 5); die dritte ist die aus der Mechanik bekannte Gleichung der lebendigen Kraft für das als starr gedachte Körperelement.

Ausser diesen Gleichungen, von welchen jede die Folge der beiden anderen ist, hat man zur Lösung der auf die Zustandsänderungen eines Körpers sich beziehenden Aufgaben, abgesehen von den besonderen Bedingungen derselben, noch die Zustandsgleichung (Nr. 2) und die Gleichung des inneren Arbeitsvermögens (Nr. 5) zur Verfügung.

8.

Umkehrbare Zustandsänderungen.

Wenn die Zustandsänderung eines Körpers mit verschwindend kleiner äusserer Geschwindigkeit vor sich geht, so genügt eine blosse Umkehrung des Gesetzes der Wärmezuführung und der Aenderungsgesetze der auf die Körpermasse wirkenden äusseren Kräfte sowie des auf die Oberfläche wirkenden äusseren Drucks, um den Körper von irgend einem Augenblicke an dieselben Zustände in gerade umgekehrter Aufeinanderfolge durchlaufen zu lassen. Eine solche Zustandsänderung heisst deshalb *umkehrbar*. Die Gleichungen in Nr. 7 reduciren sich für dieselbe auf die einzige:

$$\frac{1}{A}\, d\, Q = d\, U + p\, d\, v.$$

Diese Gleichung kann zudem auf die Gewichtseinheit des *ganzen* Körpers bezogen werden, wenn sein Wärmezustand als gleichförmig (Nr. 1) vorausgesetzt wird, wozu es im Allgemeinen nöthig ist, von dem Einfluss der auf die Masse wirkenden äusseren Kräfte, insbesondere also der Schwerkraft zu abstrahiren.

9.

Gleichgewichtszustand für einen gewissen Augenblick einer nicht umkehrbaren Zustandsänderung.

Bei einer nicht umkehrbaren Zustandsänderung eines (tropfbar oder luftförmig) flüssigen Körpers wird unter dem *Gleichgewichtszustande für einen gewissen Augenblick* der Wärmezustand verstanden, welcher bei Abstraction von dem Einfluss der auf die Körpermasse etwa wirkenden äusseren Kräfte im ganzen Körper sich gleichförmig herstellen würde, wenn in dem betreffenden Augenblicke die Oberfläche des Körpers fixirt und dann bei gleichzeitiger Unterbrechung der (stets algebraisch, d. h. positiv oder negativ zu verstehenden) Wärmezuführung von Aussen der Zustand äusserer Bewegung in den Zustand äusserer Ruhe überginge, wobei die lebendige Kraft jener äusseren Bewegung sich in inneres Arbeitsvermögen umsetzt.

War bei der unendlich kleinen Zustandsänderung der äussere Druck in allen Punkten der Oberfläche, welche eine Bewegung normal zu derselben hatten, gleich gross = p' pro Flächeneinheit, und ist U das innere Arbeitsvermögen für den Gleichgewichtszustand, so hat man pro Gewichtseinheit des ganzen Körpers:

$$\frac{1}{A}\, d\, Q = d\, U + p'\, d\, v.$$

10.

Voraussetzungen und Bezeichnungen in Betreff der folgenden Sätze. Absolute Temperatur.

Wenn im Folgenden das Gegentheil nicht ausdrücklich bemerkt ist, wird stillschweigend der Wärmezustand eines Körpers als gleichförmig und seine Zustandsänderung als umkehrbar vorausgesetzt. Der Druck p und das specifische Volumen v (Nr. 7) werden als diejenigen Grössen angenommen, welche bei gegebener Aggregatform als unabhängig Veränderliche den augenblicklichen Zustand (Wärmezustand) des Körpers bestimmen, so dass die Temperatur t und das innere Arbeitsvermögen U pro Gewichtseinheit Functionen von p und v sind (Nr. 2 und 5).

Statt der vom Gefrierpunkt des Wassers als Nullpunkt aus gerechneten Temperatur t wird häufig die vom sogen. absoluten Nullpunkt aus gerechnete *absolute Temperatur* T in die Formeln eingeführt, welche bei Voraussetzung der 100-theiligen Skale zu t in der Beziehung steht:

$$T = 273 + t.$$

Q bezeichnet stets die Wärmemenge, welche bei einer Zustandsänderung von endlicher Grösse dem Körper pro Gewichtseinheit von Aussen zugeführt wird; ein negativer Werth von Q entspricht einer nach Aussen abgegebenen Wärmemenge.

11.

Besondere Arten von Zustandsänderungen

von Interesse für die Anwendungen sind folgende:

1) Zustandsänderung bei constantem Druck: $dp = 0$ Die Zustandscurve (Nr. 2) ist eine zur v-Axe parallele Gerade.
2) Zustandsänderung bei constantem Volumen: $dv = 0$. Die Zustandscurve ist eine zur p-Axe parallele Gerade.
3) Zustandsänderung bei constanter Temperatur: $dt = dT = 0$. Die Zustandscurve heisst die *isothermische Curve.*
4) Zustandsänderung bei constantem inneren Arbeitsvermögen: $dU = 0$. Die Zustandscurve heisst die *isodynamische Curve.*
5) Zustandsänderung ohne Zuführung oder Entziehung von Wärme: $dQ = 0$. Die Zustandscurve heisst die *adiabatische Curve.*

12.

Hauptgleichungen.

Setzt man:

$$X = \frac{dU}{dp}^{*)}; \quad Y = \frac{dU}{dv} + p$$

so ist die *erste Hauptgleichung*:

$$1 = \frac{dY}{dp} - \frac{dX}{dv}$$

---

*) Unter den nach p oder v genommenen Differentialquotienten von U, X, Y, T und andern Grössen, welche Functionen von p und v sind, sind hier und in der Folge selbstverständlich partielle Differentialquotienten zu verstehen.

und die *zweite Hauptgleichung*:

$$T = Y \frac{dT}{dp} - X \frac{dT}{dv}.$$

Ferner lässt sich die allgemeine Gleichung (Nr. 8):

$$\frac{1}{A} dQ = dU + p\,dv$$

auf folgende Formen bringen:

$$\frac{1}{A} dQ = X\,dp + Y\,dv$$

$$= \frac{X\,dT + T\,dv}{\frac{dT}{dp}}$$

$$= \frac{Y\,dT - T\,dp}{\frac{dT}{dv}};$$

sie dienen zur Berechnung der Wärmemenge dQ, welche der Gewichtseinheit eines Körpers behufs einer unendlich kleinen Zustandsänderung zugeführt werden muss, jenachdem dieselbe durch die Aenderungen von p und v, oder T und v, oder T und p gegeben ist.

13.

Specifische Wärme. Umformung der Hauptgleichungen.

Unter der *specifischen Wärme eines Körpers* versteht man den Differentialquotienten $\frac{dQ}{dT}$, d. h. das Verhältniss der bei einer unendlich kleinen Zustandsänderung pro Gewichtseinheit zugeführten Wärme zu der hervorgebrachten Temperaturerhöhung.

Die specifische Wärme eines Körpers von bestimmter Art und Aggregatform ist im Allgemeinen verschieden sowohl für verschiedene Wärmezustände als auch für verschiedene Arten von Zustandsänderungen desselben; sie ist folglich im Allgemeinen als eine Function von p und v zu betrachten, deren Form von dem Gesetz der Zustandsänderung abhängt. Bezeichnet insbesondere:

c_v die specifische Wärme bei constantem Volumen,

c_p die specifische Wärme bei constantem Druck,

d. h. ist:

$$c_v = \frac{dQ}{dT} \text{ für } dv = 0$$

$$c_p = \frac{dQ}{dT} \text{ für } dp = 0,$$

so lassen die Hauptgleichungen (Nr. 12) sich umgestalten wie folgt:

$$A = \frac{d\left(c_p \frac{dT}{dv}\right)}{dp} - \frac{d\left(c_v \frac{dT}{dp}\right)}{dv}$$

$$A\,T = (c_p - c_v) \frac{dT}{dp} \frac{dT}{dv}$$

$$d\,Q = c_v \frac{d\,T}{d\,p} d\,p + c_p \frac{d\,T}{d\,v} d\,v$$

$$= c_v\, d\,T + \frac{A\,T}{\frac{d\,T}{d\,p}} d\,v$$

$$= c_p\, d\,T - \frac{A\,T}{\frac{d\,T}{d\,v}} d\,p$$

14.

Kreisprocesse.

Unter einem *Kreisprocess* wird eine solche Zustandsänderung eines Körpers verstanden, wobei derselbe schliesslich in seinen Anfangszustand zurückkehrt; die entsprechende Zustandscurve (Nr. 2) ist eine geschlossene Curve (Fig. 1). Der Kreisprocess heisst *umkehrbar*, wenn er in allen seinen Theilen aus umkehrbaren Zustandsänderungen besteht.

Fig. 1.

Die äussere Arbeit (Nr. 4) pro Gewichtseinheit des Körpers bei dem Kreisprocesse ist:

$$F = \int p\, d\,v$$

wenn die Integration über den ganzen Kreisprocess ausgedehnt wird; sie ist positiv oder negativ, einer gewonnenen oder verbrauchten Arbeit entsprechend, jenachdem der Kreisprocess in dem einen oder im umgekehrten Sinne, bei Fig. 1 z. B. jenachdem er im Sinne der Pfeile oder im entgegengesetzten Sinne ausgeführt wird. Der Absolutwerth dieser Arbeit ist = dem Inhalt der von der Zustandscurve umschlossenen Fläche.

15.

Sätze über den umkehrbaren Kreisprocess.

Es sei (Fig. 1):

T die absolute Temperatur im Zustande m,

d Q die Wärmemenge, welche bei der unendlich kleinen Zustandsänderung von m bis n pro Gewichtseinheit dem Körper von Aussen zugeführt wird,

A der Wärmewerth der Arbeitseinheit, während

F die in Nr. 14 erklärte Bedeutung hat; so ist, wenn die Integrationen über den ganzen Kreisprocess ausgedehnt werden:

$$F = \int \frac{d\,Q}{A}; \quad 0 = \int \frac{d\,Q}{A\,T}$$

d. h. bei jedem umkehrbaren Kreisprocesse ist

1) die gewonnene Arbeit = dem Arbeitswerthe der im Ganzen zugeführten (mehr zu-, als abgeführten) Wärme,

2) das im Ganzen zugeführte Wärmegewicht = Null.

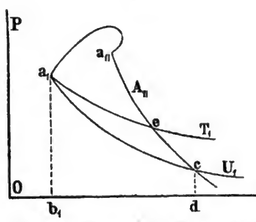
Es heisst nämlich $\frac{dQ}{AT}$ das auf dem Wege m n zugeführte *Wärmegewicht*; das Product aus demselben und der absoluten Temperatur, welche desshalb auch die *Wärmehöhe* genannt werden kann, ist der Arbeitswerth der zugeführten Wärmemenge.

16.

Sätze über umkehrbare Zustandsänderungen im Allgemeinen.

Die Gewichtseinheit eines Körpers sei aus dem Zustande a_1 (Fig. 2) auf irgend einem umkehrbaren Wege, welchem die Zustandscurve a_1 a_2 entspricht, in den Zustand a_2 übergegangen. Zur graphischen Darstellung der dabei von Aussen zugeführten Wärmemenge Q lege durch a_1 die isodynamische Curve U_1, durch a_2 die adiabatische Curve A_2 (Nr. 11) und ziehe, wenn c der Schnittpunkt von U_1 und A_2 ist, a_1 b_1 und c d senkrecht zur v-Axe O V. Dann ist:

Fig. 2.



$$\frac{Q}{A} = \text{Fläche } b_1\, a_1\, a_2\, c\, d\, b_1.$$

Zur graphischen Darstellung des auf dem Wege a_1 a_2 zugeführten Wärmegewichts (Nr. 15):

$$W = \int \frac{dQ}{AT}$$

lege noch durch a_1 die isothermische Curve T_1 (Nr. 11), welche A_2 in e schneidet, dann ist:

$$W\,T_1 = \text{Fläche } b_1\, a_1\, e\, c\, d\, b_1,$$

unter T_1 die absolute Temperatur im Zustande a_1 verstanden.

Hiernach behält W stets denselben Werth, wie auch die Lage des Punktes a_2 auf der Curve A_2 und die Zustandscurve a_1 a_2 sich ändern, d. h. welchem Punkte der adiabatischen Curve A_2 der Endzustand entsprechen und nach welchem Gesetze auch die umkehrbare Zustandsänderung bis zu demselben stattfinden möge.

A. Verhalten der Gase, insbesondere der atmosphärischen Luft.

17.

Zustandsgleichung der Gase.

Die Zustandsgleichung (Nr. 2) der Gase ist:

$$p\,v = R\,T.$$

Dabei ist R eine für verschiedene Gase verschiedene Constante, während p und v die Bedeutungen nach Nr. 7 haben und T die absolute Temperatur (Nr. 10) bedeutet.

Für reine und trockene atmosphärische Luft ist:

$$R = 29{\cdot}27;$$

für andere Gase: $R = \frac{29{\cdot}27}{\delta}$, wenn δ die Dichtigkeit derselben in Beziehung auf atmosphärische Luft von gleichem Druck und gleicher Temperatur bedeutet.

Auf mässig feuchte atmosphärische Luft kann dieselbe Gleichung $p v = R T$ angewendet werden, wenn

$$R = \frac{29{\cdot}27}{1 - \frac{3}{8}\frac{p_1}{p}}$$

gesetzt wird, unter p_1 den Druck des Wasserdampfs in der feuchten Luft verstanden, deren Gesammtdruck $= p$ ist; z. B.

$$\text{für } \frac{p_1}{p} = 0{\cdot}01 \text{ ist } R = 29{\cdot}38.$$

18.

Specifische Wärme der Gase.

Die specifische Wärme (Nr. 13) der Gase sei

$$\left.\begin{array}{ll}\text{bei constantem Volumen} & = c\\ \text{bei constantem Druck} & = c_1\end{array}\right\} \frac{c_1}{c} = n.$$

Beide specifische Wärmen sind nach den bisherigen Erfahrungen für jedes Gas als constant, d. h. als unabhängig von dem Wärmezustande desselben zu betrachten, und zwar ist:

$$c_1 = \frac{0{\cdot}2375}{\delta};\ n = 1{\cdot}41;\ c = \frac{0{\cdot}1684}{\delta},$$

wenn δ die Dichtigkeit des Gases in Beziehung auf atmosphärische Luft ($\delta = 1$) bedeutet. Auch ist, unter A den Wärmewerth der Arbeitseinheit (Nr. 3) und unter R die Constante aus Nr. 17 verstanden:

$$c_1 - c = A R.$$

Das Verhältniss $n = \frac{c_1}{c}$ steht in Zusammenhang mit der Geschwindigkeit u, mit welcher der Schall oder irgend ein anderer Impuls in dem Gase fortgepflanzt wird; es ist nämlich:

$$u = \sqrt{g R T n}.$$

$$\text{Mit } g = 9{\cdot}81,\ R = \frac{29{\cdot}27}{\delta},\ n = 1{\cdot}41 \text{ wird}$$

$$u = 20{\cdot}12\sqrt{\frac{T}{\delta}} \text{ Mtr. pro Sek.}$$

z. B. für atmosphärische Luft ($\delta = 1$) und

t	$= 0^\circ$	10°	20°	30°
also T	$= 273$	283	293	303
ist u	$= 332{\cdot}5$	$338{\cdot}5$	$344{\cdot}4$	$350{\cdot}2$

19.

Gleichung des inneren Arbeitsvermögens der Gase.

Dieselbe (Nr. 5) hat die Form:

$$dU = \frac{c}{A} dT = \frac{c}{AR} d(pv)$$

$$\text{also } U = \frac{c}{A}(T - T_1) = \frac{c}{AR}(pv - p_1 v_1),$$

unter p_1 den Druck, v_1 das specifische Volumen, T_1 die absolute Temperatur für den anfänglichen Wärmezustand verstanden, von welchem aus U gerechnet wird.

20.

Wärmemenge, welche einem Kilogramm eines Gases behufs einer unendlich kleinen Aenderung des Wärmezustandes zuzuführen ist.

Dieselbe ist, jenachdem die Aenderung des Wärmezustandes durch die Aenderungen von p und v, oder von T und v, oder von T und p gegeben ist:

$$dQ = \frac{1}{R}(c v dp + c_1 p dv)$$

$$= c dT + A p dv$$

$$= c_1 dT - A v dp.$$

21.

Zustandsänderung eines Gases bei constanter Temperatur T.

Die entsprechende Zustandscurve, d. i. die isothermische Curve ist eine gleichseitige Hyperbel:

$$pv = \text{Const.} = RT,$$

deren Asymptoten die Axen der p und der v sind.

Aendert sich das specifische Volumen von v_1 bis v_2,

der Druck von p_1 bis p_2,

so ist die äussere Arbeit pro 1 Kilogr. des Gases:

$$L = RT.\ln\frac{v_2}{v_1} = RT.\ln\frac{p_1}{p_2},$$

worin auch $RT = p_1 v_1 = p_2 v_2$ gesetzt werden kann. Bei der Expansion ist L positiv, bei der Compression negativ; im ersteren Falle ist L eine gewonnene, im anderen Falle ist L eine aufzuwendende Arbeit.

Die Wärmemenge, welche bei dieser Zustandsänderung dem Gase pro 1 Kilogr. zugeführt werden muss, ist:

$$Q = AL.$$

Das innere Arbeitsvermögen ändert sich dabei nicht, und es fällt also die isodynamische mit der isothermischen Curve zusammen.

22.

Zustandsänderung eines Gases ohne Zuführung oder Entziehung von Wärme.

Die Gleichung der entsprechenden Zustandscurve, d. h. der adiabatischen Curve ist:

$$p\,v^n = \text{Const.};\; n = \frac{c_1}{c} \text{ (Nr. 18).}$$

Dieselbe hat die Axen der p und der v zu Asymptoten wie die isothermische Curve, nähert sich aber von demselben Punkte ausgehend der v-Axe schneller.

Der Druck, das specifische Volumen und die absolute Temperatur seien

im Anfangszustande: $p_1 \quad v_1 \quad T_1$
im Endzustande: $p_2 \quad v_2 \quad T_2$;

dann ist:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^n;\; \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}.$$

Bei der Expansion (Zunahme von v) nehmen p und T ab.

Die äussere Arbeit pro 1 Kilogr. des Gases ist:

$$L = \frac{R\,T_1}{n-1}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right),$$

worin auch gesetzt werden kann:

$$R\,T_1 = p_1\,v_1 \text{ und } \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}.$$

23.

Zustandsänderungen eines Gases nach dem Gesetz: $p\,v^m = \text{Const.}$

Es sei hier m eine beliebige Constante. Der Druck, das specifische Volumen und die absolute Temperatur seien

im Anfangszustande: $p_1 \quad v_1 \quad T_1$
im Endzustande: $p_2 \quad v_2 \quad T_2$,

dann ist:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^m;\; \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{m-1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}}.$$

Die äussere Arbeit pro 1 Kilgr. des Gases ist:

$$L = \frac{R\,T_1}{m-1}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right),$$

worin auch gesetzt werden kann:

$$R\,T_1 = p_1\,v_1 \text{ und } \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{m-1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}}.$$

Die Wärmemenge, welche bei dieser Zustandsänderung dem Gase pro 1 Kilg. zugeführt werden muss, ist:

$$Q = \frac{m-n}{m-1}\,c\,(T_2 - T_1);\; n = \frac{c_1}{c} \text{ (Nr. 18).}$$

Die specifische Wärme ist also constant, und zwar:

$$\frac{dQ}{dT} = \frac{m-n}{m-1}\,c;$$

sie ist positiv für $m < 1$ und $m > n$
negativ für $1 < m < n$.

Für $m = 0$ ist $dp = 0$ und $\frac{dQ}{dT} = c_1$

für $m = 1$ ist $dT = 0$ und $\frac{dQ}{dT} = \infty$ (Nr. 21)

für $m = n$ ist $dQ = 0$ und $\frac{dQ}{dT} = 0$ (Nr. 22)

für $m = \infty$ ist $dv = 0$ und $\frac{dQ}{dT} = c$.

B. Verhalten der Dämpfe, insbesondere des Wasserdampfs.

24.
Gesättigter und überhitzter Dampf.

Ein bestimmter Raum kann von einem bestimmten Dampf bei einer bestimmten Temperatur nur eine bestimmte Menge enthalten, wobei übrigens gleichzeitig Dämpfe von anderer Art oder Gase in demselben Raum enthalten sein können. Ist solcher Art ein Raum mit einem gewissen Dampf gesättigt, so heisst dieser selbst *gesättigter Dampf*; sein specifisches Gewicht $\gamma = \frac{1}{v}$ und sein Druck p sind Maximalwerthe für die betreffende Temperatur t, die Letztere ist ein Minimum für das betreffende γ oder p. Durch *eine* der Grössen γ, p, t oder v, p, t sind die Uebrigen bestimmt.

Ueberhitzter Dampf ist solcher, bei welchem t grösser ist, als bei gesättigtem Dampf derselben Art für dasselbe γ oder p, oder bei welchem γ und p kleiner sind, als bei gesättigtem Dampf derselben Art für dasselbe t. Bei überhitztem Dampf ist ebenso wie bei Gasen nur durch *zwei* der Grössen γ, p, t oder v, p, t die dritte bestimmt.

Der Zustand gesättigten Dampfs ist ein Grenzzustand; je weiter sich ein Dampf von demselben entfernt mit Zunahme von t oder Abnahme von γ, p, desto mehr nähert er sich einem anderen Grenzzustande, nämlich dem eines idealen Gases, charakterisirt durch die Gleichung: $pv = RT$.

Ein Dampf ist immer gesättigt, wenn im Beharrungszustande oder bei einer stetigen Zustandsänderung in demselben Raum zugleich tropfbare Flüssigkeit derselben Art sich befindet. Das specifische Volumen (Volumen der Gewichtseinheit) einer solchen *Mischung von gesättigtem Dampf und gleichartiger Flüssigkeit* ist unabhängig vom Druck p oder von der entsprechenden Temperatur t, sofern nicht ausserdem das Gewichtsverhältniss von Dampf und Flüssigkeit gegeben ist, welches im Folgenden mit $x : 1 - x$ bezeichnet werden soll.

1. Gesättigter Dampf.

25.
Beziehung zwischen Druck und Temperatur.

Dieselbe ist für den Zustand der Sättigung verschiedener Dampfarten bisher



nur empirisch bekannt. Die Tabelle in Nr. 32 enthält in ihren zwei ersten Columnen die zusammengehörigen Werthe von p in Atmosphären und t in Graden C. für gesättigten Wasserdampf nach Versuchen von *Regnault*, in naher Uebereinstimmung mit den betreffenden Versuchen von *Magnus*.

26.

Flüssigkeitswärme und specifische Wärme einer tropfbaren Flüssigkeit.

Unter der *Flüssigkeitswärme* q einer tropfbaren Flüssigkeit bei einer gewissen Temperatur t versteht man die Wärmemenge, welche der Gewichtseinheit (einem Kilogramm) derselben zugeführt werden muss, um sie aus einer gewissen conventionell gewählten Anfangstemperatur t_0 ohne Aenderung der Aggregatform in die Temperatur t zu versetzen; indem man dabei von der hier verhältnissmässig kleinen äusseren Arbeit abstrahirt, ist der äussere Druck bei dieser Zustandsänderung gleichgültig und die Flüssigkeitswärme identisch mit der Körperwärme der Flüssigkeit (Nr. 5).

Für solche Substanzen, welche bei dem Gefrierpunkt des Wassers tropfbar flüssig sind, wird $t_0 = 0$ gesetzt, also die Flüssigkeitswärme q vom Gefrierpunkt des Wassers aus gerechnet. Dann ist nach Regnault für Wasser:

$$q = t + 0{\cdot}00002\ t^2 + 0{\cdot}0000003\ t^3$$

= 0.008 + t + 0.000002 t^2 + 0.000000009 t^3 for Fahrenheit

Hiernach sind die Werthe von q in der dritten Columne der Tabelle in Nr. 32 berechnet.

Die *specifische Wärme* einer tropfbaren Flüssigkeit für eine gewisse Temperatur t ist:

$$c = \frac{dq}{dt};$$

insbesondere also die specifische Wärme des Wassers:

$$c = 1 + 0{\cdot}00004\ t + 0{\cdot}0000009\ t^2$$

z. B. für t =	0°	50°	100°	150°	200°
c =	1	1·004	1·013	1·026	1·044

27.

Verdampfungswärme und Gesammtwärme gesättigten Dampfes.

Unter der *Verdampfungswärme* gesättigten Dampfes von einer gewissen Temperatur t oder von entsprechendem Druck p versteht man diejenige Wärmemenge = r, welche einem Kilogramm der betreffenden Flüssigkeit von der Temperatur t zugeführt werden muss, um dieselbe entgegen dem constanten äusseren Druck p in gesättigten Dampf von derselben Temperatur t zu verwandeln. Die Summe aus der Flüssigkeitswärme, welche der Temperatur t entspricht (Nr. 26), und der Verdampfungswärme heisst die *Gesammtwärme* des gesättigten Dampfs.

Die Gesammtwärme gesättigten Wasserdampfs von der Temperatur t ist nach *Regnault*:

$$W = 606{\cdot}5 + 0{\cdot}305\ t,$$

= [illegible] + 0.305 t^F for Fahrenheit

also die Verdampfungswärme:

$$r = W - q.$$

28.

Innere und äussere Verdampfungswärme. Dampfwärme.

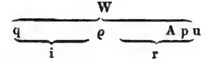
Die Verdampfungswärme r besteht aus zwei Theilen:

aus der *inneren Verdampfungswärme* ϱ, d. i. dem Zuwachse an Körperwärme beim Uebergange aus dem flüssigen in den dampfförmigen Zustand, und

aus der *äusseren Verdampfungswärme*, d. i. dem Wärmewerth der äusseren Arbeit, welche bei der Verdampfung verrichtet wird. Letztere ist $= A\,p\,u$, wenn

A den Wärmewerth der Arbeitseinheit,
p den Druck des gesättigten Dampfes,
v das specifische Volumen desselben,
w das specifische Volumen der Flüssigkeit bedeutet und
u $=$ v $-$ w ist.

Die Summe aus der Flüssigkeitswärme und der inneren Verdampfungswärme ist die Körperwärme des gesättigten Dampfes; sie heisst auch kürzer die *Dampfwärme* und sei mit i bezeichnet. Hiernach, sowie mit Rücksicht auf Nr. 26 und Nr. 27 hat man das folgende Schema:



Von den in diesem Schema vorkommenden 6 Grössen sind die Flüssigkeitswärme q, die innere Verdampfungswärme ϱ und die Dampfwärme i durch den Wärmezustand des gesättigten Dampfes (durch seine Temperatur t oder seinen Druck p) vollkommen bestimmt; dagegen sind die äussere Verdampfungswärme A p u, die Verdampfungswärme r und die Gesammtwärme W ausserdem durch die Voraussetzung bedingt, dass der äussere Druck bei der Verdampfung beständig $=$ p war.

Von jenen 6 Grössen sind q und W (Nr. 26 und Nr. 27) als Functionen von t oder p für verschiedene Substanzen empirisch bekannt; für A p u gilt die theoretische Formel:

$$A\,p\,u = \frac{p\,r}{T\,\frac{d\,p}{d\,t}}.$$

Danach ist:
$$\varrho = W - q - A\,p\,u$$
$$i = q + \varrho = W - A\,p\,u$$
$$r = \varrho + A\,p\,u = W - q.$$

29.

Einfachere Formeln für die innere und äussere Verdampfungswärme.

Zeuner hat gefunden, dass sich die innere Verdampfungswärme ϱ für verschiedene Dämpfe sehr genau als ganze algebraische Function der Temperatur, nämlich durch eine empirische Formel von der allgemeinen Form:

$$\varrho = a - b\,t - c\,t^2$$

darstellen lässt, sofern nur die Coefficienten a, b, c für jede Dampfart schicklich bestimmt werden. Indem nun auch q und W ganze algebraische Functionen von t sind, so gilt dann dasselbe von A p u, i und r.

Insbesondere für Wasserdampf ist:

$$\varrho = 575{\cdot}40 - 0{\cdot}791\ t$$

$$A\,p\,u = W - \varrho - q = 31{\cdot}10 + 1{\cdot}096\ t - q,$$

worin für q der Werth nach Nr. 26 zu setzen ist. Nach diesen Formeln sind die Werthe von ϱ und A p u in der vierten und fünften Columne der Tabelle in Nr. 32 berechnet worden. Mit Hülfe der Werthe von q, ϱ und A p u in der dritten, vierten und fünften Columne dieser Tabelle findet man:

$$i = q + \varrho; \quad r = \varrho + A\,p\,u; \quad W = q + \varrho + A\,p\,u.$$

30.

Specifisches Volumen und specifisches Gewicht gesättigter Dämpfe.

Die Division der Grösse A p u durch A p (p in Kilogr. pro Quadratmeter ausgedrückt vorausgesetzt) liefert u, d. i. den Ueberschuss des specifischen Volumens des gesättigten Dampfs über dasjenige der Flüssigkeit. Danach ist das

specifische Volumen des Dampfs: $v = u + w$

specifische Gewicht des Dampfs: $\gamma = \frac{1}{v}$.

Auf diese Weise sind für Wasserdampf die Werthe von u und γ in der sechsten und siebenten Columne der Tabelle in Nr. 32 erhalten worden; aus Ersteren ergiebt sich v durch Vergrösserung der dritten Decimalziffer um eine Einheit.

Vergleicht man den Werth von γ mit dem specifischen Gewicht $= \frac{p}{29{\cdot}27\ T}$ atmosphärischer Luft für gleiche Werthe von p und t, so findet man die Dichtigkeit δ des gesättigten Dampfs in Beziehung auf atmosphärische Luft, z. B. für gesättigten Wasserdampf

bei p =	0·1	0·5	1	2	5	10 Atm.
δ =	0·621	0·633	0·640	0·648	0·662	0·676

Aus dem Umstande, dass diese Werthe von δ sehr merklich verschieden sind, ist zu schliessen, dass der Zusammenhang zwischen Druck, specifischem Volumen und Temperatur bei Wasserdampf und überhaupt bei gesättigten Dämpfen nicht durch eine der Zustandsgleichung von Gasen analoge Gleichung von der Form $\frac{p\,v}{T} = \text{Const.}$ dargestellt werden kann.

Die Probleme, welche das Verhalten gesättigter Dämpfe betreffen, führen häufig auf Formeln, in welchen die Grösse $\frac{\varrho}{u}$ vorkommt; die Werthe dieser Grösse, welche von $\frac{\varrho}{v}$, d. i. von der inneren Verdampfungswärme pro 1 Cubikmeter Dampf sehr wenig verschieden ist, sind für Wasserdampf in der letzten Columne der Tabelle Nr. 32 enthalten.

31.

Empirische Formeln für das specifische Gewicht gesättigter Dämpfe.

In manchen Fällen ist es bequem, das specifische Gewicht γ der Dämpfe direct als Function des Drucks p ausdrücken zu können. Die Navier'sche Formel:

$$\gamma = \alpha + \beta\ p$$

erfüllt diesen Zweck nicht in genügender Weise, weil je nach den Grenzen von p, welchen die Formel angepasst werden soll, den Coefficienten α und β sehr verschiedene Werthe beigelegt werden müssen. (Siehe Nr. 243 der Resultate, Anmerkung.)

Eine weit bessere Annäherung, und zwar zwischen sehr weiten Grenzen von p, wird nach *Zeuner* durch die Gleichung erhalten:

$$p\,v^b = a\,; \quad \gamma = \frac{1}{v} = \left(\frac{1}{a}\right)^{\frac{1}{b}} p^{\frac{1}{b}} = \alpha\, p^{\beta}.$$

Setzt man insbesondere für gesättigten Wasserdampf und unter der Voraussetzung, dass p in Atmosphären ausgedrückt ist:

$$a = 1{\cdot}7049 \qquad b = 1{\cdot}0646$$
$$\text{also } \alpha = 0{\cdot}6058 \qquad \beta = 0{\cdot}9393$$

so unterscheiden sich die so berechneten Werthe von γ um höchstens eine Einheit in der dritten Decimalstelle von denen der folgenden Tabelle.

32.

Tabelle für gesättigte Wasserdämpfe nach Zeuner.

Die Bedeutung und die Berechnungsweise der in dieser Tabelle vorkommenden Grössen ist in den vorhergehenden Nummern (25—30) erklärt worden.

p Atmosph.	t Grad C. (Nr. 25)	q (Nr. 26)	ϱ (Nr. 29)	A p u (Nr. 29)	u Cub.-Mtr. pro 1 Kilgr. (Nr. 30)	γ Kilgr. pro 1 Cub.-Mtr. (Nr. 30)	$\frac{\varrho}{u}$ (Nr. 30)
0·1	46·2	46·28	538·85	35·46	14·551	0·069	37
0·2	60·4	60·59	527·58	36·76	7·542	0·133	70
0·3	69·5	69·69	520·43	37·57	5·139	0·194	101
0·4	76·2	76·50	515·09	38·17	3·915	0·255	132
0·5	81·7	82·02	510·77	38·64	3·170	0·315	161
0·6	86·3	86·66	507·12	39·04	2·670	0·374	190
0·7	90·3	90·70	503·96	39·39	2·309	0·433	218
0·8	93·9	94·30	501·14	39·69	2·035	0·491	246
0·9	97·1	97·54	498·61	39·96	1·822	0·549	273
1·0	100·0	100·50	496·30	40·20	1·649	0·606	301
1·1	102·7	103·22	494·18	40·42	1·508	0·663	328
1·2	105·2	105·74	492·21	40·63	1·389	0·719	354
1·3	107·5	108·10	490·37	40·82	1·288	0·776	381
1·4	109·7	110·32	488·64	40·99	1·201	0·832	407
1·5	111·7	112·41	487·01	41·16	1·126	0·887	433
1·6	113·7	114·39	485·47	41·31	1·059	0·943	458
1·7	115·5	116·27	484·01	41·46	1·001	0·998	484
1·8	117·3	118·06	482·62	41·60	0·948	1·053	509
1·9	119·0	119·78	481·28	41·73	0·901	1·108	534

p Atmosph.	t Grad C. (Nr. 25)	q (Nr. 26)	ρ (Nr. 29)	A p u (Nr. 29)	u Cub.-Mtr. pro 1 Kilgr. (Nr. 30)	γ Kilgr. pro 1 Cub.-Mtr. (Nr. 30)	$\frac{\rho}{u}$ (Nr. 30)
2·0	120·6	121·42	480·00	41·86	0·859	1·163	559
2·1	122·1	122·99	478·78	41·98	0·820	1·218	584
2·2	123·6	124·51	477·60	42·10	0·785	1·272	608
2·3	125·1	125·97	476·47	42·21	0·753	1·326	633
2·4	126·5	127·39	475·37	42·31	0·723	1·380	657
2·5	127·8	128·75	474·31	42·42	0·696	1·434	681
2·6	129·1	130·08	473·28	42·51	0·671	1·488	705
2·7	130·3	131·35	472·29	42·61	0·647	1·542	729
2·8	131·6	132·60	471·33	42·70	0·626	1·596	753
2·9	132·8	133·81	470·39	42·79	0·605	1·649	777
3·0	133·9	134·99	469·48	42·88	0·586	1·702	801
3·1	135·0	136·13	468·59	42·96	0·569	1·756	824
3·2	136·1	137·25	467·73	43·04	0·552	1·809	848
3·3	137·2	138·34	466·88	43·12	0·536	1·862	871
3·4	138·2	139·40	466·06	43·20	0·521	1·915	894
3·5	139·2	140·44	465·26	43·27	0·507	1·968	917
3·6	140·2	141·45	464·48	43·34	0·494	2·020	940
3·7	141·2	142·45	463·70	43·41	0·481	2·073	963
3·8	142·1	143·42	462·96	43·48	0·469	2·125	986
3·9	143·1	144·37	462·22	43·55	0·458	2·178	1009
4·0	144·0	145·31	461·50	43·61	0·447	2·230	1032
4·1	144·9	146·22	460·79	43·68	0·437	2·283	1054
4·2	145·8	147·11	460·10	43·74	0·427	2·335	1077
4·3	146·6	147·98	459·43	43·80	0·418	2·387	1099
4·4	147·5	148·86	458·76	43·86	0·409	2·439	1122
4·5	148·3	149·71	458·10	43·92	0·400	2·491	1144
4·6	149·1	150·54	457·46	43·97	0·392	2·543	1166
4·7	149·9	151·36	456·83	44·03	0·384	2·595	1188
4·8	150·7	152·17	456·20	44·08	0·377	2·647	1211
4·9	151·5	152·96	455·59	44·14	0·370	2·698	1233
5·0	152·2	153·74	454·99	44·19	0·363	2·750	1255
5·1	153·0	154·51	454·40	44·24	0·356	2·802	1277
5·2	153·7	155·26	453·82	44·29	0·349	2·853	1298
5·3	154·4	156·01	453·25	44·34	0·343	2·905	1320
5·4	155·1	156·74	452·68	44·39	0·337	2·956	1342
5·5	155·8	157·47	452·12	44·44	0·331	3·007	1364
5·6	156·5	158·18	451·58	44·49	0·326	3·059	1385
5·7	157·2	158·88	451·04	44·53	0·320	3·110	1407
5·8	157·9	159·58	450·50	44·58	0·315	3·161	1428
5·9	158·6	160·26	449·98	44·62	0·310	3·212	1450

p Atmosph.	t Grad C. (Nr. 25)	q (Nr. 26)	ϱ (Nr. 29)	A p u (Nr. 29)	u Cub.-Mtr. pro 1 Kilgr. (Nr. 30)	γ Kilgr. pro 1 Cub.-Mtr. (Nr. 30)	$\frac{\varrho}{u}$ (Nr. 30)
6·0	159·2	160·94	449·46	44·67	0·305	3·263	1471
6·1	159·9	161·61	448·94	44·71	0·301	3·314	1493
6·2	160·5	162·25	448·44	44·75	0·296	3·365	1514
6·3	161·1	162·91	447·94	44·79	0·292	3·416	1535
6·4	161·8	163·55	447·45	44·84	0·287	3·467	1557
6·5	162·4	164·18	446·96	44·88	0·283	3·518	1578
6·6	163·0	164·81	446·48	44·92	0·279	3·568	1599
6·7	163·6	165·43	446·01	44·96	0·275	3·619	1620
6·8	164·2	166·05	445·53	44·99	0·271	3·670	1641
6·9	164·8	166·64	445·07	45·03	0·268	3·721	1662
7·00	165·3	167·24	444·62	45·07	0·264	3·771	1683
7·25	166·8	168·72	443·48	45·16	0·256	3·897	1735
7·50	168·1	170·14	442·39	45·25	0·247	4·023	1787
7·75	169·5	171·53	441·32	45·34	0·240	4·149	1839
8·00	170·8	172·89	440·29	45·42	0·233	4·274	1890
8·25	172·1	174·22	439·27	45·50	0·226	4·400	1941
8·50	173·3	175·51	438·28	45·58	0·220	4·525	1992
8·75	174·6	176·77	437·31	45·65	0·214	4·649	2043
9·00	175·8	178·02	436·37	45·73	0·208	4·774	2093
9·25	176·9	179·23	435·44	45·80	0·203	4·898	2143
9·50	178·1	180·41	434·54	45·87	0·198	5·023	2193
9·75	179·2	181·58	433·64	45·93	0·193	5·147	2243
10·00	180·3	182·72	432·77	46·00	0·189	5·270	2293
10·25	181·4	183·83	431·93	46·06	0·184	5·394	2342
10·50	182·4	184·93	431·09	46·13	0·180	5·517	2392
10·75	183·5	186·00	430·27	46·19	0·176	5·640	2441
11·00	184·5	187·06	429·46	46·25	0·172	5·764	2489
11·25	185·5	188·11	428·66	46·31	0·169	5·886	2538
11·50	186·5	189·13	427·89	46·36	0·165	6·009	2587
11·75	187·5	190·14	427·12	46·42	0·162	6·132	2635
12·00	188·4	191·13	426·37	46·47	0·159	6·254	2683
12·25	189·3	192·10	425·62	46·52	0·156	6·376	2731
12·50	190·3	193·06	424·90	46·58	0·153	6·499	2779
12·75	191·2	194·01	424·18	46·63	0·150	6·621	2827
13·00	192·1	194·94	423·46	46·68	0·147	6·742	2874
13·25	193·0	195·86	422·77	46·72	0·145	6·864	2922
13·50	193·8	196·77	422·08	46·77	0·142	6·986	2969
13·75	194·7	197·66	421·40	46·82	0·140	7·107	3016
14·00	195·5	198·54	420·74	46·86	0·137	7·228	3063

2. Verhalten einer Mischung von gesättigtem Dampf und gleichartiger Flüssigkeit.

33.

Bezeichnungen. Zustandsgleichung und Körperwärme einer solchen Mischung.

Für irgend einen Zustand des Gemisches sei:

p der Druck in Kilg. pro Quadratmeter,
v das specifische Volumen des Gemisches (Cubikmeter pro 1 Kilg.),
v' das specifische Volumen des Dampfs,
w das specifische Volumen der Flüssigkeit,
u $= v' - w$,
t die Temperatur, vom Gefrierpunkt des Wassers aus gerechnet,
T die absolute Temperatur,
q die entsprechende, von $t = 0$ aus gerechnete Flüssigkeitswärme (Nr. 26) pro 1 Kilgr. der vorhandenen Flüssigkeit,
r die Verdampfungswärme (Nr. 27),
ϱ die innere Verdampfungswärme (Nr. 28), beide pro 1 Kilg. des vorhandenen Dampfs,
x Kilgr. die Dampfmenge in 1 Kilgr. des Gemisches,
c die specifische Wärme der Flüssigkeit (Nr. 26),
U das innere Arbeitsvermögen pro 1 Kilg. des Gemisches, von dem Zustande aus gerechnet, in welchem die ganze Mischung tropfbar flüssig und $t = 0$ ist.

Dann ist, unter A den Wärmewerth der Arbeitseinheit verstanden, die augenblickliche *Körperwärme* (Nr. 5) *pro 1 Kilgr. des Gemisches:*

$$A U = q + x \varrho.$$

Im Gegensatze zu der Zustandsgleichung eines Körpers von durchweg gleichartigem Aggregatzustande, welche zwischen p, v und t stattfindet (Nr. 2), ist als *Zustandsgleichung einer Mischung von gesättigtem Dampf und gleichartiger Flüssigkeit* die folgende Gleichung zu betrachten:

$$v = w + x u.$$

Darin ist w eine Constante, u eine Function von p; die Gleichung stellt also eine Beziehung dar zwischen p, v und x.

34.

Wärmemenge, welche einem Kilogramm einer Mischung von gesättigtem Dampf und gleichartiger Flüssigkeit behufs einer unendlich kleinen Aenderung des Wärmezustandes zugeführt werden muss.

Diese Wärmemenge $= dQ$ ist:

$$dQ = dq + T.\, d\left(\frac{x r}{T}\right)$$

oder auch:

$$dQ = (1 - x)\, c\, dt + r\, dx + x\, h\, dt$$

$$h = c + \frac{dr}{dt} - \frac{r}{T}$$

Bedeutung der Buchstaben: siehe Nr. 33. In dem zweiten Ausdruck von dQ ist:

$(1 - x)\, c\, dt$ die Wärmemenge zur Temperaturerhöhung der Flüssigkeitsmenge $= 1 - x$ Kilgr.,

$r\, dx$ die Wärmemenge zur Verdampfung der Flüssigkeitsmenge $= dx$ Kilgr., folglich

$x\, h\, dt$ die Wärmemenge, welche zur Temperaturerhöhung und Ausdehnung der Dampfmenge $= x$ Kilgr. verwendet wird.

Es bedeutet also h eine Art *specifischer Wärme des gesättigten Dampfs*, nämlich diejenige, welche einer solchen Ausdehnung bei der Wärmezuführung entspricht, dass dabei der Dampf ohne theilweise Condensation gerade gesättigt bleibt.

Der Wärmewerth der äusseren Arbeit bei der unendlich kleinen Zustandsänderung ist:

$$A \,.\, dL = dQ - A \,.\, dU = T.\; d\left(\frac{x\,r}{T}\right) - d\,(x\,\varrho).$$

35.

Zustandsänderung einer Dampf- und Flüssigkeitsmischung bei constantem Volumen.

Die Wärmemenge Q, welche einem Kilogramm einer Mischung von gesättigtem Dampf und gleichartiger Flüssigkeit behufs einer Zustandsänderung von endlicher Grösse zugeführt werden muss, wenn dabei das Volumen sich nicht ändert, ist:

$$Q = q - q_1 + x_1\, u_1 \left(\frac{\varrho}{u} - \frac{\varrho_1}{u_1}\right).$$

Dabei beziehen sich die mit der Marke 1 versehenen Buchstaben, deren Bedeutung aus Nr. 33 hervorgeht, auf den Anfangszustand, die übrigen auf den Endzustand.

Hiernach lässt sich z. B. die Zeit $= \vartheta$ berechnen, binnen welcher in einem Dampfkessel bei gehemmter Dampfableitung, gehemmter Speisung und fortgesetzter Heizung der Druck von p_1 bis p wachsen würde. Ist M die Wasser- und Dampfmenge in Kilgr., welche im Kessel enthalten ist, und Q_1 die Wärmemenge, welche in der Zeiteinheit in den Kessel eindringt, so ist jene Zeit:

$$\vartheta = \frac{M\,Q}{Q_1}.$$

Bei gegebenem Werth von $(p - p_1)$ findet man sie unter übrigens gleichen Umständen um so kleiner, je grösser p_1 ist; bei einem cylindrischen Kessel mit äusserer Feuerung ist sie dem Durchmesser desselben fast proportional.

36.

Zustandsänderung einer Dampf- und Flüssigkeitsmischung bei constantem Gewichtsverhältniss von Dampf und Flüssigkeit.

(Bedeutung der Buchstaben: siehe Nr. 33.)

Die Dampfmenge in 1 Kilogr. des Gemisches sei constant $= x_1$ Kilogr. Die Gleichung der Zustandscurve (Nr. 2) ist:

$$v = w + x_1\, u$$

worin u eine Function von p ist.

Für $x_1 = 1$ heisse die Curve die *Grenzcurve*. Sie stellt die Beziehung zwischen p und v für gesättigten, nicht mit tropfbarer Flüssigkeit gemischten Dampf in allen möglichen Zuständen dar. Ihre Gleichung:

$$v = w + u$$

kann nach Nr. 31 mit grosser Annäherung auf die Form gebracht werden:

$$p\,v^b = a,$$

insbesondere für Wasserdampf, wenn p in Atmosphären, v in Cubikmetern pro Kilogr. ausgedrückt ist:

$$p\,v^{1 \cdot 065} = 1 \cdot 705.$$

Die Wärmemenge, welche einem Kilogramm des Gemisches behufs einer unendlich kleinen Zustandsänderung bei constanter Dampfmenge $= x_1$ Kilogr. zugeführt werden muss, ist:

$$dQ = (1 - x_1)\,c\,dt + x_1\,h\,dt$$

$$\text{mit } h = c + \frac{dr}{dt} - \frac{r}{T}$$

insbesondere für Wasserdampf:

$$h = 0 \cdot 305 - \frac{r}{T};$$

und der Wärmewerth der dabei verrichteten äusseren Arbeit ist:

$$A \, . \, dL = x_1\,(h\,dt - dq - d\varrho) = x_1 \left[d\,(A\,p\,u) - \frac{r}{T}\,dt \right].$$

Insbesondere für $x_1 = 1$ ist:

$$dQ = h\,dt$$

und es ist also das Vorzeichen von h dafür entscheidend, ob einem gesättigten, aber trockenen (nicht mit tropfbarer Flüssigkeit untermischten) Dampf, wenn er bei der Ausdehnung (Abnahme von t) gerade gesättigt und trocken bleiben soll, Wärme zugeführt oder entzogen werden muss. Für Wasserdampf ist innerhalb der Grenzen der Tabelle in Nr. 32 und noch weit darüber hinaus h negativ, z. B.

für t =	0°	100°	200°
h =	— 1·917	— 1·133	— 0·677

Gesättigtem und trockenem Wasserdampf muss also Wärme zugeführt werden, wenn er bei der Ausdehnung, dagegen Wärme entzogen werden, wenn er bei der Compression gesättigt und trocken bleiben soll; auch darf der Wasserdampf bis zu gewissem Grade mit Wasser (mit ungefähr gleich viel dem Gewicht nach) gemischt sein unbeschadet des Umstandes, dass die Ausdehnung Wärmezuführung, die Compression Wärmeentziehung erfordert, wenn das Gewichtsverhältniss von Dampf und Wasser constant bleiben soll. Wenn bei der Expansion solchen Dampfes nicht Wärme zugeführt wird, wie z. B. bei der Expansion des Dampfes hinter dem Kolben einer Dampfmaschine, so erfolgt eine theilweise Condensation des Dampfes zu Wasser; und wenn bei der Compression solchen Dampfes nicht Wärme entzogen wird, wie z. B. bei der Compression des Dampfes vor dem Kolben gegen Ende des Kolbenschubes, so findet Verdampfung des etwa vorhandenen Wassers, resp. Ueberhitzung des vorher trockenen Dampfes statt.

Von den bisher untersuchten Dämpfen verhält sich in der in Rede stehenden Hinsicht nur der Aetherdampf entgegengesetzt dem Wasserdampf, indem für ihn die Grösse h (innerhalb der Versuchsgrenzen) einen positiven Werth hat.

37.

Zustandsänderung einer Dampf- und Flüssigkeitsmischung ohne Zuführung oder Entziehung von Wärme.

(Bedeutung der Buchstaben: siehe Nr 33.)

Es sei:

$$r = \int_0^t \frac{d\,q}{T}$$

$$= 2{\cdot}43188 \log \frac{T}{273} - 0{\cdot}0002057\, t + 0{\cdot}00000045\, t^2.$$

Dann ist die in Rede stehende Zustandsänderung charakterisirt durch die Gleichung:

$$r + \frac{x\,\mathrm{r}}{T} = \text{Const.} = r_1 + \frac{x_1\,\mathrm{r}_1}{T_1}$$

worin die Marken 1 zur Bezeichnung der betreffenden Grössen im Anfangszustande dienen. Setzt man den aus dieser Gleichung sich ergebenden Ausdruck von x in die Zustandsgleichung des Gemisches (Nr. 33):

$$v = w + x\,u$$

so erhält man mit Rücksicht darauf, dass u, r, T und r Functionen von p sind, die Gleichung der Zustandscurve, d. i. der *adiabatischen Curve* (Nr. 11).

Folgende Tabelle enthält (grösseren Theils nach *Zeuner*) für ein Gemisch von Wasserdampf und Wasser die Werthe von r, welche verschiedenen Werthen von p entsprechen. Die Interpolation für andere Werthe von p hat mit Rücksicht darauf zu geschehen, dass für ein kleines Intervall Δr proportional Δt gesetzt werden kann, nämlich:

$$\Delta r = \int_t^{t+\Delta t} \frac{d\,q}{T} = \frac{c}{T} \cdot \Delta t.$$

Die Werthe von u, $\mathrm{r} = \varrho + A\,p\,u$ und $T = 273 + t$ sind der Haupttabelle in Nr. 32 zu entnehmen.

p Atm.	t	r	Differenz für $\Delta t = 1^0$.	p Atm.	t	r	Differenz für $\Delta t = 1^0$.
0·25	65·3	0·2150	0·0029	5	152·2	0·4469	0·0024
0·5	81·7	0·2627	0·0028	6	159·2	0·4639	0·0024
0·75	92·2	0·2922	0·0028	7	165·3	0·4784	0·0023
1·0	100·0	0·3136	0·0027	8	170·8	0·4912	0·0023
1·5	111·7	0·3449	0·0026	9	175·8	0·5027	0·0023
2·0	120·6	0·3681	0·0026	10	180·3	0·5130	0·0023
2·5	127·8	0·3866	0·0025	11	184·5	0·5227	0·0023
3·0	133·9	0·4020	0·0025	12	188·4	0·5315	0·0022
3·5	139·2	0·4153	0·0025	13	192·1	0·5397	0·0022
4·0	144·0	0·4271		14	195·5	0·5474	

Die äussere Arbeit L pro 1 Kilogr. des Gemisches ist:

$$L = \frac{1}{A}(q_1 - q + x_1 \varrho_1 - x \varrho)$$

$$\text{mit } x = \frac{T}{r}\left(r_1 - r + \frac{x_1 r_1}{T_1}\right).$$

Diese Arbeit ist es, welche der Dampf in den Dampfmaschinen durch Expansion verrichtet, wenn er ohne Ueberhitzung in den Cylinder tritt und Letzterer gegen Wärmeverluste geschützt ist. Es lässt sich diese Arbeit näherungsweise als unmittelbare Function der den Anfangszustand bestimmenden Grössen und des Expansionsverhältnisses $\frac{v_1}{v}$ ausdrücken, wenn man die adiabatische Curve durch eine einfachere empirische Gleichung zwischen p und v darstellt. Dazu ist zwischen ziemlich weiten, insbesondere solchen Grenzen der Zustandsänderung, wie sie bei Dampfmaschinen vorkommen, die Gleichung:

$$p\, v^{\mu} = \text{Const.}$$

geeignet, welche der Gleichung der adiabatischen Curve von Gasen (Nr. 22) entsprechend gebildet ist, worin aber der Exponent von v einen wesentlich anderen Werth hat, nämlich

$$\mu = 1{\cdot}035 + 0{\cdot}1\, x_1$$

gesetzt werden kann, sofern $x_1 > 0{\cdot}7$ ist.

Hiernach ist nun:

$$L = \frac{p_1 v_1}{\mu - 1}\left[1 - \left(\frac{v_1}{v}\right)^{\mu - 1}\right].$$

38.

Mischung zweier Dampfmengen von gleicher Art und verschiedenem Zustande.

Ein Gefäss A_1 enthalte m_1 Kilogr. eines Gemisches von Dampf und gleichartiger Flüssigkeit; der Druck sei $= p_1$, die Dampfmenge $= x_1$ Kilogr. in 1 Kilogr. des Gemisches.

Ein zweites Gefäss A_2 enthalte m_2 Kilogr. eines Dampf- und Flüssigkeitsgemisches von derselben Art wie das Gefäss A_1; der Druck in A_2 sei $= p_2$, die Dampfmenge $= x_2$ Kilogr. in 1 Kilogr. des Gemisches.

Beide Gefässe werden in Verbindung gebracht; welches ist der Zustand der Masse in den vereinigten Gefässen, nachdem eine gleichförmige Mischung eingetreten ist und die durch den Vorgang der Mischung bedingte Bewegung aufgehört hat, vorausgesetzt, dass unterdessen Wärme von Aussen weder zugeführt noch entzogen wurde? Dieser Zustand ist bestimmt durch den Druck $= p$ und durch die Dampfmenge $= x$ Kilogr. in 1 Kilogr. des resultirenden Gemisches, welche Grössen p und x aus den folgenden Gleichungen gefunden werden:

$$(m_1 + m_2)\, x\, u = m_1 x_1 u_1 + m_2 x_2 u_2$$

$$(m_1 + m_2)(q + x \varrho) = m_1 (q_1 + x_1 \varrho_1) + m_2 (q_2 + x_2 \varrho_2)$$

In denselben sind q, ϱ und u bekannte empirische Functionen von p; aus

der Gleichung, welche durch Elimination von x entsteht, muss p durch Probiren ermittelt werden.

Die Wärmemenge Q_1, welche nach erfolgter Mischung und Herstellung des Gleichgewichtszustandes der vereinigten Masse zugeführt werden muss, um den Druck von p auf p_1 zu steigern ($p_1 > p_2$ vorausgesetzt), ist:

$$Q_1 = m_2 \left[p_1 - q_2 + x_2 u_2 \left(\frac{\varrho_1}{u_1} - \frac{\varrho_2}{u_2}\right)\right]$$

also (vergl. Nr. 35) ebenso gross wie die Wärme, welche vor der Mischung der Masse m_2 im Gefäss A_2 hätte zugeführt werden müssen, um daselbst den Druck von p_2 bis p_1 zu erhöhen.

Die Wärmemenge Q_2, welche nach erfolgter Mischung und Herstellung des Gleichgewichtszustandes der vereinigten Masse entzogen werden muss, um daselbst den Druck von p auf p_2 zu erniedrigen, ist:

$$Q_2 = m_1 \left[q_1 - q_2 + x_1 u_1 \left(\frac{\varrho_1}{u_1} - \frac{\varrho_2}{u_2}\right)\right]$$

also ebenso gross wie die Wärme, welche vor der Mischung der Masse m_1 im Gefäss A_1 hätte entzogen werden müssen, um daselbst den Druck von p_1 bis p_2 zu erniedrigen.

8. Ueberhitzter Dampf.

39.

Zustandsgleichung überhitzter Dämpfe.

Experimentelle Grundlagen, welche dazu dienen könnten, die Zustandsgleichung überhitzter Dämpfe in zuverlässiger und umfassender Weise abzuleiten, sind noch nicht genügend vorhanden. Aus Versuchen von *Hirn* und *Cazin* lässt sich schliessen, dass, wenn die (umkehrbaren) Zustandsänderungen überhitzten Wasserdampfs nach der adiabatischen Curve (Nr. 11) stattfinden, die absolute Temperatur T beständig derselben Potenz des Drucks p, und zwar ungefähr $p^{0 \cdot 25}$ proportional bleibt. Wenn man (abgesehen von dem näher zu bestimmenden Zahlenwerth des Exponenten) dieses Gesetz als auch für andere Dämpfe gültig voraussetzt und im Anschluss an die Form der betreffenden Gleichung für Gase (Nr. 22) allgemein:

$$T = \text{Const. } p^{\frac{n-1}{n}} \text{ für } dQ = 0$$

setzt, so ergibt sich mit Rücksicht auf die Hauptgleichungen der Wärmetheorie (Nr. 13) die Zustandsgleichung überhitzter Dämpfe zunächst in der Form:

$$\frac{A}{c_v} - \frac{A}{c_p} = \frac{(n-1)^2}{n} \frac{T}{p v}$$

Darin sind p, v, T mit den beiden specifischen Wärmen c_v und c_p durch die folgenden Gleichungen verbunden:

$$\frac{dT}{dv} = \frac{n}{n-1} \frac{A}{c_p} p; \quad \frac{dT}{dp} = \frac{1}{n-1} \frac{A}{c_v} v$$

Mit Rücksicht darauf lässt sich die Zustandsgleichung auch ohne c_v und c_p als partielle Differentialgleichung schreiben:

$$T = \frac{n}{n-1}\, p\, \frac{dT}{dp} - \frac{1}{n-1}\, v\, \frac{dT}{dv}.$$

Um diese Gleichung zu integriren, d. h. um die Zustandsgleichung in endlicher und entwickelter Form als eine Gleichung zwischen p, v und T zu erhalten, müssen weitere Thatsachen in Betreff des Verhaltens überhitzter Dämpfe oder, in Ermangelung solcher, weitere Annahmen benutzt werden.

1) Die Annahme, *dass* c_p *unabhängig von* v *sei*, führt zu der Folgerung, *dass* c_p *constant sein muss*, und zu der Zustandsgleichung:

$$BT = pv + C p^{\frac{n-1}{n}}$$

sowie zu der Gleichung:

$$\frac{c_p}{c_v} = 1 + (n-1)\frac{BT}{pv}$$

Darin sind n, B und C Constante, insbesondere:

$$B = \frac{n-1}{n}\,\frac{c_p}{A}$$

Diese Gleichungen sind von *Zeuner* aufgestellt worden. Er setzt für *Wasserdampf* $n = \frac{4}{3}$, $c_p = 0{\cdot}4805$ nach Versuchen von *Regnault*, und findet so:

$$B = 50{\cdot}93$$

sowie demnächst die Constante C mit Rücksicht auf die bekannten Werthe von p, v, T für gesättigten Wasserdampf von atmosphärischem Druck:

$$C = 192{\cdot}5$$

Hierbei ist vorausgesetzt, dass p in Kilogr. pro 1 Quadratmtr. ausgedrückt sei; wird p in Atmosphären ausgedrückt, so ist:

$$B = 0{\cdot}004929; \quad C = 0{\cdot}1878$$

2) Die Annahme, *dass* c_v *unabhängig von* p *sei*, führt zu der Folgerung, *dass* c_v *constant sein muss*, und zu der Zustandsgleichung:

$$BT = pv + \frac{C}{v^{n-1}}$$

sowie zu der Gleichung:

$$\frac{c_v}{c_p} = 1 - \frac{n-1}{n}\,\frac{BT}{pv}$$

Darin sind n, B und C Constante, insbesondere:

$$B = (n-1)\frac{c_v}{A}$$

Diese Gleichungen sind von *Hirn* und *G. Schmidt* unabhängig von einander aufgestellt worden. Setzt man für *Wasserdampf* auch hier $n = \frac{4}{3}$ und bestimmt

man ferner B und C so, dass $0{\cdot}4805 = c_p$ für Dampf von 1 Atm. Druck in unmittelbarer Nähe des Sättigungszustandes ist und dass die bekannten Werthe von p, v und T gesättigten Wasserdampfs von 1 Atm. Druck der Zustandsgleichung entsprechen, so findet man (p in Kilogr. pro Quadratmtr.):

$$B = 49{\cdot}52; \quad C = 1675$$

oder, wenn p in Atmosphären ausgedrückt wird:

$$B = 0{\cdot}004792; \quad C = 0{\cdot}1621$$

Die Annahme $c_v = \text{Const.}$ erscheint zwar an und für sich mehr gerechtfertigt, als die Annahme $c_p = \text{Const.}$ Indem jedoch vorläufig beide Formen der Zustandsgleichung nur als Näherungen zu betrachten sind, empfiehlt sich die *Zeuner*'sche Gleichung durch den Umstand, dass sie eine directe Berechnung von v vermittelst der gegebenen Grössen p und T gestattet, durch welche der Zustand überhitzten Dampfes in den Anwendungen allgemein charakterisirt zu werden pflegt. Auch gewährt sie für Wasserdampf im Grenzzustande der Sättigung eine recht gute Uebereinstimmung mit der Tabelle Nr. 32 im ganzen Umfang derselben.

Für den Gebrauch ist diese Gleichung bequemer zu schreiben:

$$p\,v = B\left(T - \beta p^{\frac{n-1}{n}}\right); \quad \beta = \frac{C}{B}; \quad B = \frac{n-1}{n}\,\frac{c_p}{A}$$

insbesondere für Wasserdampf:

$$p\,v = B\,(T - \beta \sqrt[4]{p})$$

mit $B = \frac{1}{4}\,\frac{c_p}{A} = 50{\cdot}93$, wenn p in Kilogr. pro Quadratmeter,

$B = 0{\cdot}004929$, wenn p in Atmosphären

ausgedrückt ist, während die Werthe von $\beta \sqrt[4]{p} = 38{\cdot}106 \sqrt[4]{p}$ aus der folgenden Tabelle entnommen werden können.

p Atm.	$\beta \sqrt[4]{p}$	p Atm.	$\beta \sqrt[4]{p}$
0·1	21·43	5	56·98
0·2	25·48	6	59·64
0·5	32·04	7	61·98
1	38·11	8	64·09
2	45·32	9	66·00
3	50·15	10	67·76
4	53·89	11	69·40

40.

Wärmemenge, welche einem Kilogr. Dampf behufs einer unendlich kleinen Aenderung des Wärmezustandes zugeführt werden muss.

Jenachdem die Zustandsänderung gegeben ist durch die Aenderungen von p und v, oder von T und v, oder von T und p, lässt sich diese Wärmemenge ausdrücken wie folgt:

$$dQ = A\left(\frac{1}{n-1}\,v\,dp + \frac{n}{n-1}\,p\,dv\right)$$

$$= c_v\left(dT + (n-1)\,T\,\frac{dv}{v}\right)$$

$$= c_p\left(dT - \frac{n-1}{n}\,T\,\frac{dp}{p}\right)$$

und zwar sind diese Gleichungen ihrer Form nach unabhängig von besonderen Annahmen — siehe Nr 39 unter 1) und 2) — in Betreff der specifischen Wärmen c_v und c_p, also auch unabhängig von der besonderen Form der Zustandsgleichung des Dampfs; sie folgen aus den allgemeinen Gleichungen für d Q in Nr. 18 mit Rücksicht auf die Gleichungen:

$$\frac{dT}{dv} = \frac{n}{n-1}\,\frac{A}{c_p}\,p;\quad \frac{dT}{dp} = \frac{1}{n-1}\,\frac{A}{c_v}\,v \text{ (Nr. 39).}$$

Insbesondere für *Wasserdampf* ist mit $n = \frac{4}{3}$:

$$dQ = A\,(3\,v\,dp + 4\,p\,dv)$$

$$= c_v\left(dT + \frac{T}{3}\,\frac{dv}{v}\right)$$

$$= c_p\left(dT - \frac{T}{4}\,\frac{dp}{p}\right)$$

Es ist hiernach z. B. die Wärmemenge, welche einem Kilogr. Dampf, insbesondere einem Kilogr. Wasserdampf zugeführt werden muss,

1) um bei constantem Volumen v den Druck von p_1 auf p_2 zu steigern:

$$Q = \frac{A}{n-1}\,v\,(p_2 - p_1) = 3\,A\,v\,(p_2 - p_1)$$

2) um bei constantem Druck p das Volumen von v_1 bis v_2 zu vergrössern:

$$Q = A\,\frac{n}{n-1}\,p\,(v_2 - v_1) = 4\,A\,p\,(v_2 - v_1)$$

Dabei ist immer $A = \frac{1}{424}$ Wärmeeinheit zu setzen.

41.

Inneres Arbeitsvermögen und Körperwärme der Dämpfe.

Für irgend eine unendlich kleine Aenderung des Wärmezustandes ist der Zuwachs an innerem Arbeitsvermögen pro 1 Kilogr. Dampf:

$$dU = \frac{1}{n-1}\,d(pv)$$

unabhängig von den Annahmen unter 1) und 2) in Nr. 39; also das innere Arbeitsvermögen selbst:

$$U = U_0 + \frac{pv}{n-1}$$

und die Körperwärme:

$$A U = A U_0 + \frac{A}{n-1} p v$$

Die Constante U_0 ist abhängig von dem Anfangszustande, von welchem aus U gerechnet wird. Wird U vom Zustande tropfbarer Flüssigkeit bei $t = 0$ an gerechnet, so dass für diesen Zustand $U = 0$ gesetzt wird, so ist insbesondere für *Wasserdampf*:

$$A U = 476{\cdot}11 + 3 A p v.$$

42.

Zustandsänderung der Dämpfe ohne Zuführung oder Entziehung von Wärme.

Die Gleichung der entsprechenden Zustandscurve, d. h. der adiabatischen Curve ist:

$$p v^n = \text{Const.}$$

Wenn der Druck, das specifische Volumen und die absolute Temperatur

$$\begin{array}{lccc} \text{im Anfangzustande} = & p_1 & v_1 & T_1 \\ \text{im Endzustande} = & p_2 & v_2 & T_2 \end{array}$$

sind, so ist:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^n; \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

Die äussere Arbeit pro 1 Kilogr. Dampf bei der Expansion von v_1 bis v_2 ist:

$$L = \frac{p_1 v_1}{n-1}\left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1}\right]$$

Diese Gleichungen folgen aus den Gleichungen für $d\,Q$ in Nr. 40 und sind deshalb auch unabhängig von den Annahmen unter 1) und 2) in Nr. 39; sie unterscheiden sich von den betreffenden Gleichungen für Gase (Nr. 22) nur durch den Werth und die Bedeutung von n.

Bei der Compression nach der adiabatischen Curve nimmt die Ueberhitzung zu, bei der Expansion ab; im letzteren Falle kann zu Ende der Expansion der Zustand der Sättigung überschritten sein. Die Formeln gelten zunächst nur für den Fall, dass der Dampf beständig trocken bleibt, und zwar kann dann für *Wasserdampf* $n = \frac{4}{3}$ gesetzt werden. Wollte man die Formeln auf die Expansion auch in dem Falle anwenden, dass der Sättigungszustand überschritten wird, so müsste man n einen veränderlichen Werth, für Wasserdampf:

$$n = 1{,}135 \text{ bis } n = 1{,}333$$

beilegen, der ersten oder der zweiten Grenze um so näher, je früher oder später bei der Expansion der Sättigungszustand überschritten wird (Nr. 37).

43.

Wärmemenge zur Erzeugung überhitzten Wasserdampfs aus Wasser unter constantem Druck, und Verhältniss dieser Wärme zur äusseren Arbeit bei der Erzeugung.

Die Herstellung des überhitzten Wasserdampfs zum Betrieb von Dampf-

maschinen geschieht entweder dadurch, dass die ganze Dampfmenge auf dem Wege vom Kessel zum Cylinder durch einen Ueberhitzungsapparat geführt wird, oder dadurch, dass nur ein Theil des Dampfs durch den Ueberhitzungsapparat geleitet und mit dem anderen Theil, welcher, direct vom Kessel herkommend, gesättigt und im Allgemeinen zugleich feucht ist, vor dem Schieberkasten der Maschine gemischt wird. In beiden Fällen geschieht die Uebertführung aus Wasser in überhitzten Dampf unter constantem Druck p, abgesehen von solchen Druckdifferenzen, welche durch die Bewegungswiderstände auf dem Wege vom Kessel zum Schieberkasten bedingt sind. Die Wärmemenge Q, welche zur Bildung von 1 Kilogr. überhitzten Dampfes vom Zustande p, v, T aus Wasser von einer gewissen Temperatur, z. B. von 0^0 erfordert wird, ist deshalb auch in beiden Fällen gleich gross und zwar sehr nahe (bei Vernachlässigung des specifischen Volumens w des Wassers gegen das specifische Volumen v des Dampfes):

$$Q = A\left(U_0 + \frac{n}{n-1}\,p\,v\right) = 476 + 4\,A\,p\,v$$
$$= 476 + 0{\cdot}48\,(T - \beta\sqrt[4]{p})$$

Das Verhältniss dieser Wärme zum Wärmewerth der äusseren Arbeit:

$$A\,L = A\,p\,(v - w) \text{ sehr nahe } = A\,p\,v$$

nämlich:

$$\frac{Q}{A\,L} = \frac{U_0}{p\,v} + \frac{n}{n-1} = \frac{3963}{T - \beta\sqrt[4]{p}} + 4$$

kann als Massstab für die Oekonomie der Verwendung mehr oder weniger überhitzten Wasserdampfs zur Verrichtung äusserer Arbeit zunächst in Maschinen ohne Expansion dienen. Dieses Verhältniss ist um so kleiner, die mit einem gewissen Wärmeaufwand gewonnene Arbeit folglich um so grösser, je bedeutender die Ueberhitzung bei gegebenem Druck p ist. Bei der Expansion tritt dieser Vortheil der Ueberhitzung wieder etwas zurück infolge des Umstandes, dass der Druck rascher abnimmt, als wenn der Dampf im Anfangszustande gesättigt ist.

44.

Mischung von überhitztem mit gesättigtem und im Allgemeinen zugleich feuchten Dampf von derselben Art.

Es sollen m_1 Kilogr. gesättigten Dampfs, dessen Druck $= p_1$ ist (Temperatur entsprechend $= t_1$, specifisches Volumen $= v_1$) und welcher in 1 Kilogr. aus x Kilogr. Dampf und $(1 - x)$ Kilogr. Flüssigkeit besteht, mit

m_2 Kilogr. überhitzten Dampfs von derselben Art, dessen Druck auch $= p_1$, dessen Temperatur aber $= t_2$ ist,

unter constant bleibendem Druck p_1 gemischt werden.

Die Temperatur t der Mischung ist bestimmt durch die Gleichung:

$$(m_1 + m_2)\,t = m_1\,t_1 + m_2\,t_2 - m_1\,(1 - x)\,\frac{r_1}{c_p}$$

Darin bedeutet r_1 die Verdampfungswärme im Sinne von Nr. 27. Ist die zu erzielende Mischungstemperatur t gegeben, so sind die dazu nöthigen verhältnissmässigen Gewichte der beiden Gemengtheile:

$$\frac{m_1}{m_1 + m_2} = \frac{t_2 - t}{t_2 - t_1 + (1 - x)\frac{r_1}{c}}; \quad \frac{m_2}{m_1 + m_2} = 1 - \frac{m_1}{m_1 + m_2}$$

Aenderung des Gesammt-

$$\ldots \frac{1}{A} \frac{r_1}{p_1 v_1} \Big)$$

mit $n = \frac{4}{3}$ stets negativ.
...n obige Formeln auch für
...ten Dampfs derselben Art,
dem Druck gemischt werden.

...endungen.

...m Gasen und Dämpfen, ...Gefäßmündungen *).

...zustand der Bewegung ...m Canal.

...t, dass für jeden Punkt im
... Grösse und Richtung, als
...on der Zeit ist. Unter die-
...ange des Canals, längs der

... der Bewegung genommen,

... Allgemeinen als ebene und
..., in besonderen Fällen aber
... Mittellinie als der Ort der
...d,
...adratmeter,
...r.),

...lüssigkeit,

...nen von x, und zwar nur

---

*) Unter einem Canal ist hierbei irgend eine *ringsum geschlossene*, nur am Anfang und Ende offene Leitung verstanden, was in Beziehung auf Gase und Dämpfe zwar selbstverständlich, in Beziehung auf tropfbare Flüssigkeiten aber im Gegensatze zu oben offenen Leitungen (Canälen im engeren Sinne) ausdrücklich zu bemerken ist.

vorausgesetzt wird, dass sie in allen Punkten desselben Querschnitts gleich gross seien. In Betreff der Geschwindigkeit u wird zudem angenommen, dass sie überall senkrecht gegen den betreffenden Querschnitt gerichtet sei; streng genommen erfordert dies solche Querschnitte, welche die Canalwand ringsum rechtwinkelig schneiden.

G sei das Gewicht der in der Zeiteinheit durch jeden Querschnitt hindurchgehenden Flüssigkeitsmenge in Kilogr.

Die *allgemeine Aufgabe*, aus welcher durch Vertauschung von gegebenen und gesuchten Grössen sowie durch Specialisirung eine grosse Zahl veränderter und besonderer Aufgaben abgeleitet werden kann, besteht darin:

die Grössen p, v, T, U, u als Functionen von x zu bestimmen, wenn diese Grössen für *einen* Werth von x bekannt, sowie auch F und ψ als Functionen von x nebst der Constanten G gegeben sind.

Zur Lösung dieser Aufgabe hat man 5 Gleichungen, von welchen 3 allgemein für jede Flüssigkeit gelten, während die beiden übrigen von der Art der Flüssigkeit abhängig sind.

1) Die erste dieser Gleichungen, die *Continuitätsgleichung*:

$$F u = G v$$

beruht auf der Voraussetzung continuirlicher Raumerfüllung durch die Flüssigkeit im Innern des Canals.

2) Die *Gleichung des Arbeitsvermögens*:

$$\frac{u\,d\,u}{g} + d\,U + d\,(p\,v) = d\,x \cos\psi + \frac{d\,Q_1}{A}$$

ist die der Aufgabe entsprechende besondere Form der ersten von den in Nr. 7 angeführten allgemeinen Gleichungen. Darin bedeutet $d\,Q_1$ die Wärmemenge, welche der Flüssigkeit pro 1 Kilogr. durch die Wand der Canalstrecke d x hindurch von Aussen zugeführt wird. Dieses $d\,Q_1$ kann positiv oder negativ sein; im letzteren Falle bedeutet sein Absolutwerth eine durch die Canalwand hindurch nach Aussen abgegebene Wärmemenge.

Diese zweite Gleichung setzt voraus, dass der Canal in Ruhe sei. Ist derselbe in Bewegung, also u die relative Geschwindigkeit der Flüssigkeit gegen den selbst bewegten Canal, und bedeutet:

f die Beschleunigung seiner Mittellinie an der Stelle des Schwerpunktes des betreffenden Querschnitts F,

β den Winkel, welchen diese Beschleunigung mit der Mittellinie, Letztere entgegengesetzt dem Sinne von u genommen, bildet,

so ist auf der ersten Seite der Gleichung des Arbeitsvermögens das Glied:

$$\frac{f}{g}\,d\,x \cos\beta$$

hinzuzufügen. Wenn z. B. der Canal mit gleichförmiger Winkelgeschwindigkeit ω um eine feste Axe rotirt, und y den Schwerpunktsabstand des Querschnitts F von dieser Axe bedeutet, so ist:

$$\frac{f}{g}\,d\,x \cos\beta = \frac{\omega^2}{g}\,y\,d\,y.$$

3) Die Gleichung:

$$d\,U + p\,d\,v = \frac{d\,Q_1}{A} + \lambda\,\frac{d\,x}{d}\,\frac{u^2}{2\,g}$$

welche die *Wärmegleichung* (Gleichung des Wärmezustandes) heissen mag, ist die der Aufgabe entsprechende besondere Form der zweiten von den in Nr. 7 angeführten allgemeinen Gleichungen. Darin hat dQ_1 die unter 2) erklärte Bedeutung;

d ist der mittlere Durchmesser des Canals, bei kreisförmigem Querschnitt identisch mit dem Durchmesser desselben, im Allgemeinen aber:

$$d = \frac{4F}{P}$$

wenn P die Peripherie des Querschnitts bedeutet, dessen Flächeninhalt $= F$ ist;

λ ist ein Erfahrungscoefficient, dessen Bedeutung darin besteht, dass $\lambda \frac{dx}{d}$ der Coefficient des Canalwiderstandes für das Längenelement dx des Canals ist, d. h. das Verhältniss der Arbeit, welche durch diesen Widerstand pro Secunde verbraucht, nämlich in Wärme umgesetzt wird, zu derjenigen (äusseren) lebendigen Kraft, mit welcher pro Secunde die Flüssigkeit durch die Canalstrecke dx hindurchfliesst. Dieser Widerstand besteht hauptsächlich in der Reibung zwischen Flüssigkeit und Canalwand, indessen auch in dem Widerstande, welchen die relative Bewegung der Flüssigkeitstheilchen gegen einander verursacht, so dass man in der empirischen Bestimmung von λ ein Mittel besitzt, die mehr oder weniger fehlerhafte Voraussetzung einer regelmässig schichtenweisen Bewegung der Flüssigkeit (gleiche Grösse und zu F normale Richtung von u in allen Punkten von F) zu corrigiren.

Die Combination der Gleichung des Arbeitsvermögens mit der Wärmegleichung liefert:

$$\frac{u\,du}{g} + v\,dp = dx \cos\psi - \lambda \frac{dx}{d} \frac{u^2}{2g}$$

d. i. die der Aufgabe entsprechende besondere Form der dritten von den in Nr. 7 angeführten allgemeinen Gleichungen, nämlich die aus der Mechanik bekannte *Gleichung der lebendigen Kraft.*

Die beiden noch übrigen Gleichungen, welche zur Lösung der allgemeinen Aufgabe dienen, sind je nach der Art der Flüssigkeit verschieden; es sind

4) die Zustandsgleichung (Nr. 2),

5) die Gleichung des inneren Arbeitsvermögens (Nr. 5),

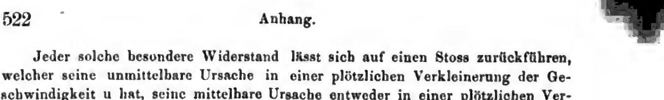
und sie betreffen nur die 4 Grössen p, v, T, U.

46.

Besondere Widerstände.

Ausser dem allgemeinen Canalwiderstande, welcher in den Gleichungen unter 3) in Nr. 45 durch das Glied mit λ berücksichtigt ist, können mancherlei besondere Widerstände an gewissen Stellen des Canals vorkommen, welche nur im Ganzen beurtheilt, nicht in Elemente zerlegt und deshalb auch nicht in den Differentialgleichungen unter 3) in Nr. 45 zum Ausdruck kommen können; sie müssen aber bei der Integration dieser Gleichungen berücksichtigt werden.

Dergleichen Widerstände werden gemessen durch die betreffenden *Widerstandscoefficienten.* Man versteht darunter das Verhältniss der Arbeit, welche durch den fraglichen Widerstand pro Secunde verbraucht (in Wärme verwandelt) wird, zu derjenigen (äusseren) lebendigen Kraft, mit welcher die Flüssigkeit pro Secunde von der Stelle des Widerstandes abfliesst.



Jeder solche besondere Widerstand lässt sich auf einen Stoss zurückführen, welcher seine unmittelbare Ursache in einer plötzlichen Verkleinerung der Geschwindigkeit u hat, seine mittelbare Ursache entweder in einer plötzlichen Vergrösserung des Querschnitts F oder in einer plötzlichen Verkleinerung des specifischen Volumens v (z. B. durch Condensation von Dampf) oder in beiden Umständen zugleich. Wenn an einer gewissen Stelle des Canals plötzlich

die Geschwindigkeit von u_1 in u_2,
der Querschnitt von F_1 in F_2,
das specifische Volumen der Flüssigkeit von v_1 in v_2

übergeht, so ist der Widerstandscoefficient:

$$\zeta = \left(\frac{u_1}{u_2} - 1\right)^2 = \left(\frac{F_2}{F_1}\,\frac{v_1}{v_2} - 1\right)^2$$

und der Arbeitsverlust pro 1 Kilogr. Flüssigkeit:

$$\zeta\,\frac{u_2^2}{2g}$$

An der Stelle eines besonderen Widerstandes kommen häufig unregelmässig wirbelförmige Bewegungen vor, oder es wird wenigstens nicht der ganze Querschnitt des Canals von der regelrecht strömenden Flüssigkeit erfüllt (innere Contraction); in allen solchen Fällen und ebenso dann, wenn die Aenderung von u zwar sehr schnell, doch nicht so schnell stattfindet, dass sie als plötzlich stattfindend zu betrachten ist, kann der Coefficient ζ nur empirisch durch Versuche bestimmt werden.

1. Bewegung tropfbarer Flüssigkeiten, insbesondere des Wassers*).

47.

Fundamentalgleichungen.

Es sei:

l die Länge einer Canalstrecke zwischen den Querschnitten F_1 und F, in der Richtung von F_1 gegen F von der Flüssigkeit durchströmt,

p_1 der Druck, u_1 die Geschwindigkeit im Querschnitte F_1,

p „ „ u „ „ „ „ F,

Q Cubikmeter das Flüssigkeitsvolumen, welches pro Secunde durch jeden Querschnitt hindurchfliesst,

γ das specifische Gewicht der Flüssigkeit, d. h. das Gewicht von 1 Cubikmeter in Kilogr.,

h die Höhe des Schwerpunktes von F_1 über dem Schwerpunkte von F,

h_1 die *Widerstandshöhe* der Canalstrecke l, nämlich

$$h_1 = \int_0^l \lambda\,\frac{dx}{d}\,\frac{u^2}{2g} + \Sigma\left(\zeta\,\frac{u^2}{2g}\right)$$

*) Der Ausfluss des Wassers aus Gefässmündungen und die Bewegung desselben in Röhren sind im fünften Abschnitte des Hauptwerks abgehandelt. Die folgenden Nummern enthalten nur einige Ergänzungen.

In diesem Ausdrucke haben λ und d die in Nr. 45 unter 3) erklärten Bedeutungen:

ζ ist der Coefficient irgend eines in der Canalstrecke l vorkommenden besonderen Widerstandes,

u im ersten Gliede ist die Geschwindigkeit für das beliebige Längenelement d x der betrachteten Canalstrecke,

u im zweiten Gliede ist die Geschwindigkeit, mit welcher die Flüssigkeit von der Stelle des betreffenden besonderen Widerstandes abfliesst.

Hiernach reduciren sich die in Nr. 45 besprochenen allgemeinen Gleichungen des Beharrungszustandes, wenn man die Zusammendrückbarkeit einer tropfbaren Flüssigkeit und ihre Ausdehnbarkeit durch die Wärme vernachlässigt, auf die folgenden zwei Fundamentalgleichungen (Continuitätsgleichung und Gleichung der lebendigen Kraft):

$$F u = F_1 u_1 = Q$$

$$\frac{p}{\gamma} + \frac{u^2}{2g} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} + h - h_1$$

Die Grösse $\frac{p}{\gamma}$ heisst die *Druckhöhe* im Querschnitte F. Die letztere Gleichung drückt somit aus, dass die Summe aus der Druckhöhe und der Geschwindigkeitshöhe für irgend einen Querschnitt F gleich ist der analogen Summe für einen vorhergegangenen Querschnitt F_1, plus der Höhe von F, über F_1 minus der Widerstandshöhe für die Canalstrecke zwischen F_1 und F. Dass unter dem Höhenunterschiede h der Querschnitte F_1 und F hierbei der Höhenunterschied ihrer Schwerpunkte verstanden wird, entsprechend der Voraussetzung einer für alle Punkte desselben Querschnitts gleichen Grösse des Drucks und der Geschwindigkeit, ist nur mit einer solchen Annäherung richtig, mit welcher die Höhe der Verticalprojection des Querschnitts gegen die betreffende Summe $\frac{p}{\gamma} + \frac{u^2}{2g}$ vernachlässigt werden kann; unter Umständen ist gerade bei tropfbaren, specifisch schwereren Flüssigkeiten eine Correction in dieser Hinsicht nöthig. (Siehe z. B. die Anmerkung zu Nr. 131 des Hauptwerks.)

Hat der Canal eine eigene Bewegung, so kommt in der letzteren obigen Fundamentalgleichung auf der rechten Seite noch das Glied:

$$\frac{1}{g}\int_0^l f\, d x \cos\beta$$

hinzu; f und β: siehe Nr. 45 unter 2).

48.

Ausfluss aus einer Mündung in der Gefässwand oder am Ende der Ansatzröhre eines Gefässes, in welchem die Oberfläche der Flüssigkeit durch entsprechenden Zufluss auf constanter Höhe erhalten wird.

Es sei:

p_1 der Druck pro Flächeneinheit auf die Oberfläche der Flüssigkeit im Gefäss,

p der äussere Druck an der Mündung,

F_1 der Horizontalschnitt des Gefässes an der Stelle der Flüssigkeitsoberfläche,

F die Grösse der Mündung,

α der *Contractionscoefficient*, also

αF der kleinste Querschnitt des contrahirten Strahls ausserhalb der Mündung,
h die Höhe von F_1 über dem Schwerpunkt von αF,
u_1 die vertical abwärts gerichtete Geschwindigkeit an der Oberfläche F_1,
u die Ausflussgeschwindigkeit im kleinsten Querschnitt αF,
Q das Ausflussquantum in Cubikmetern pro Secunde,
ζ der *resultirende Widerstandscoefficient* für die Bewegung von der Oberfläche F_1 bis zum kleinsten Querschnitte αF des contrahirten Strahls, nämlich $h_1 = \zeta \frac{u^2}{2g}$ die resultirende Widerstandshöhe.

Dann heisst:

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}} \text{ der Geschwindigkeitscoefficient,}$$

$$\mu = \alpha \varphi \text{ der } \textit{Ausflusscoefficient,}$$

und es ist:

$$u = \varphi \sqrt{2gH}; \quad Q = \alpha F u = \mu F \sqrt{2gH}$$

$$H = h + \frac{p_1 - p}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{h + \frac{p_1 - p}{\gamma}}{1 - \left(\frac{\mu F}{F_1}\right)^2}$$

Unter F_1 kann auch der Querschnitt an einer beliebigen Stelle, unter p_1 der Druck, unter u_1 die Geschwindigkeit in demselben, unter h die Höhe seines Schwerpunktes über dem Schwerpunkte des Ausflussquerschnitts αF und unter ζ der resultirende Widerstandscoefficient für die Strecke von jenem bis zu diesem Querschnitte verstanden werden.

Hat das Gefäss eine eigene Bewegung, so ist:

$$u = \varphi \sqrt{2gH_1}; \quad Q = \alpha F u = \mu F \sqrt{2gH_1}$$

und es hat H_1 eine von der obigen Grösse H je nach der Art der Bewegung des Gefässes verschiedene Bedeutung.

Bewegt sich das Gefäss in verticaler Richtung mit der Beschleunigung f (positiv, wenn aufwärts, negativ, wenn abwärts gerichtet), so ist:

$$H_1 = H + \frac{f}{g} h$$

Rotirt das Gefäss um eine verticale Axe mit constanter Winkelgeschwindigkeit ω, und ist r die Entfernung des Schwerpunktes des Ausflussquerschnitts αF von der Rotationsaxe, so ist:

$$H_1 = H + \frac{(r\omega)^2}{2g}$$

Hierbei bildet die Oberfläche der Flüssigkeit ein Umdrehungsparaboloid mit der Rotationsaxe als geometrischer Axe, und für welches der Halbmesser y des horizontalen Querschnitts in der Höhe x über dem Scheitelpunkte durch die Gleichung:

$$y^2 = \frac{2g}{\omega^2} x$$

bestimmt ist. Auch ist in diesem Falle unter h in der Formel für H die Höhe des Scheitelpunktes, also des tiefsten Punktes der Oberfläche über dem Schwerpunkte des Ausflussquerschnitts zu verstehen, und es gelten die Formeln auch dann, wenn das Gefäss oben geschlossen und soweit gefüllt ist, dass sich der parabolische Trichter nur unvollständig oder gar nicht ausbilden kann, sofern nur immer unter p_1 der Druck an der Oberfläche in der Rotationsaxe verstanden wird.

Hat das Gefäss eine geradlinige Bewegung mit constanter Geschwindigkeit, so gelten alle Formeln gerade so, als ob das Gefäss in Ruhe wäre; nur sind die Geschwindigkeiten u und u_1 relative Geschwindigkeiten der Flüssigkeit gegen das Gefäss.

49.

Reaction einer ausströmenden Flüssigkeit.

Wenn eine Flüssigkeit aus der Mündung eines Gefässes ausströmt, so übt sie in Folge dessen auf Letzteres einen Druck R aus, welcher, sofern die Ausflussmündung im Verhältniss zur Oberfläche im Gefäss genügend klein ist, der (relativen) Ausflussgeschwindigkeit u entgegengesetzt gerichtet, und dessen Grösse:

$$R = \frac{Q\gamma}{g} u = 2\gamma\alpha F \frac{u^2}{2g}$$

ist. Diese Reaction ist also gleich der Bewegungsgrösse (Product aus Masse und Geschwindigkeit) der pro Secunde ausströmenden Flüssigkeit oder gleich dem doppelten Gewicht einer Flüssigkeitssäule, deren Basis dem kleinsten Ausflussquerschnitte αF und deren Höhe der Ausflussgeschwindigkeitshöhe gleich ist.

50.

Stadt-Wasserleitung.

Der Hauptröhrenstrang einer städtischen Wasserleitung von der Länge L soll aus n Rohrstrecken von successive abnehmenden Durchmessern gebildet werden, deren Längen, vom Anfange der Leitung an gerechnet,

$= l_1 \;\; l_2 \;\; l_3 \; . \; . \; . \; . \; l_n$ sind.

Die Weiten $= d_1 \;\; d_2 \;\; d_3 \; . \; . \; . \; . \; d_n$

dieser Rohrstrecken sollen so berechnet werden, dass der Verlust an Druckhöhe des Wassers in den einzelnen Rohrstrecken den Längen derselben proportional ist.

Bezeichnet man mit

H die Druckhöhe am Anfang,

h „ „ „ Ende der ganzen Hauptleitung,

$Q_1, Q_2, Q_3 \ldots$ die Wassermengen pro Secunde am Anfang der einzelnen Rohrstrecken,

$q_1 + Q_2, q_2 + Q_3, q_3 + Q_4 \ldots$ die Wassermengen pro Secunde am Ende der einzelnen Rohrstrecken, woselbst die Wassermengen:

$q_1, q_2, q_3 \ldots$ pro Secunde durch Zweigleitungen abgezweigt werden sollen, während die Wassermengen:

$Q_1 - q_1 - Q_2, \; Q_2 - q_2 - Q_3 \ldots$ längs den Rohrstrecken der Hauptleitung allmählig durch kleinere Nebenleitungen abgeführt werden,

so hat man:

$$d_1^5 = \frac{\lambda_1}{6g}\left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \frac{L}{H-h} Q_1^2 (1 + \alpha_1 + \alpha_1^2); \;\; \alpha_1 = \frac{q_1 + Q_2}{Q_1}$$

$$d_2^5 = \frac{\lambda_2}{6g}\left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \frac{L}{H-h} Q_2^2 (1 + \alpha_2 + \alpha_2^2); \quad \alpha_2 = \frac{q_2 + Q_3}{Q_2} \text{ u. s. w.}$$

Die Coefficienten λ_1, λ_2 .. sind gemäss der Anmerkung zu Nr. 157 des Hauptwerks zu wählen, falls besondere Widerstände ausser dem allgemeinen Röhrenwiderstande nicht vorkommen.

51.

Ausfluss einer tropfbaren Flüssigkeit aus einem Gefäss, welches keinen Zufluss hat.

Die Mündung $= F$ sei sehr klein im Vergleich mit den Horizontalschnitten des Gefässes; dann kann ohne merklichen Fehler die veränderliche Ausflussgeschwindigkeit in jedem Augenblicke derjenigen gleich gesetzt werden, welche im Beharrungszustande dem augenblicklichen Flüssigkeitsstande entsprechen würde. Ist ferner der äussere Druck an der Oberfläche im Gefäss ebenso gross, wie an der Mündung, und

$A = f(h)$ der Horizontalschnitt des Gefässes in der Höhe h über (dem Schwerpunkte) der Mündung,

μ der Ausflusscoefficient,

t die Zeit in Secunden, binnen welcher die Flüssigkeitsoberfläche von der Höhe h_1 bis zur Höhe h über der Mündung herabsinkt, so ist:

$$t = \frac{1}{\mu F \sqrt{2g}} \int_h^{h_1} \frac{A\,dh}{\sqrt{h}}$$

1) Ist A constant (prismatisches Gefäss), so ist:

$$t = \frac{A}{\mu F}\left(\sqrt{\frac{2h_1}{g}} - \sqrt{\frac{2h}{g}}\right)$$

insbesondere mit $h = 0$ die Zeit der Entleerung bis zur Höhe der Mündung:

$$t_0 = \frac{A}{\mu F}\sqrt{\frac{2h_1}{g}} = \frac{2Ah_1}{\mu F\sqrt{2gh_1}}$$

gleich dem Doppelten der Zeit, in welcher bei constant bleibendem anfänglichen Flüssigkeitsstande h_1 ein ebenso grosses Flüssigkeitsvolumen $= A h_1$ ausfliessen würde.

2) Ist A eine algebraische Function 2. Grades von h (z. B. Conoid 2. Grades oder Prismoid):

$$A = p + qh + rh^2 \text{ (p, q, r Constante)}$$

so ist, wenn

B	den Horizontalschnitt	in	der	Höhe	$\frac{h}{2}$
A_1	„	„	„	„	h_1
B_1	„	„	„	„	$\frac{h_1}{2}$
A_0	„	„	„	„	0

über (dem Schwerpunkt) der Mündung bedeutet:

$$t = \frac{1}{\mu F}\left(\frac{A_1 + 8 B_1 + 6 A_0}{15}\sqrt{\frac{2 h_1}{g}} - \frac{A + 8 B + 6 A_0}{15}\sqrt{\frac{2 h}{g}}\right)$$

3) Ist das Gefäss von beliebiger, mathematisch bestimmter oder unregelmässiger Form, so kann die Gleichung unter 2) als Näherungsformel besonders für die Entleerungszeit t_0 benutzt werden, sofern es nicht nöthig erscheint, das Integral

$$\int_h^{h_1} \frac{A\, d h}{\sqrt{h}}$$

der allgemeinen Formel mit Hülfe einer grösseren Zahl von Horizontalschnitten nach den Methoden der mechanischen Quadratur genauer zu berechnen.

52.

Communicirende Gefässe.

Es sei:

F die Grösse der Mündung, durch welche zwei Gefässe, in welchen sich einerlei tropfbare Flüssigkeit befindet, unterhalb der beiderseitigen Flüssigkeitsoberflächen communiciren,

$F_1 = f_1(x_1)$ der Horizontalschnitt des ersten Gefässes in der Höhe x_1 über einer gewissen Horizontalebene,

$F_2 = f_2(x_2)$ der Horizontalschnitt des zweiten Gefässes in der Höhe x_2 über derselben Horizontalebene,

f_1 und f_2 die allgemeinen Bezeichnungen irgend welcher Functionen,

$h = x_1 - x_2$ in irgend einem Augenblick die Höhe der Flüssigkeitsoberfläche im ersten Gefäss über derselben im zweiten Gefäss.

Der äussere Druck an den Flüssigkeitsoberflächen sei in beiden Gefässen gleich gross. Dann ist, wenn keines von beiden Gefässen einen Zufluss oder Abfluss hat ausser durch die Mündung F, die Zeit, in welcher der Höhenunterschied beider Flüssigkeitsoberflächen $= h$ wird, wenn er Anfangs $= h_1$ war:

$$t = \frac{1}{\mu F \sqrt{2 g}} \int_h^{h_1} \frac{F_1 F_2}{F_1 + F_2} \frac{d h}{\sqrt{h}}$$

Um x_1 und x_2, somit auch F_1 und F_2 behufs Ausführung der Integration als Functionen von h auszudrücken, dienen die beiden Gleichungen:

$$x_1 - x_2 = h; \quad F_1\, d x_1 + F_2\, d x_2 = 0$$

Sind F_1 und F_2 constant (z. B. zwei Schleusenkammern, welche durch Oeffnungen des sie trennenden Thores communiciren), so ist:

$$t = \frac{1}{\mu F} \frac{F_1 F_2}{F_1 + F_2}\left(\sqrt{\frac{2 h_1}{g}} - \sqrt{\frac{2 h}{g}}\right)$$

Die Substitution $F_1 = \infty$, wodurch $\frac{F_1 F_2}{F_1 + F_2} = F_2$ wird, entspricht dem Falle, dass der Flüssigkeitsstand im ersten Gefässe constant ist (z. B. Füllung einer Schleusenkammer vom unbegrenzten Oberwasser aus); die Substitution

$F_2 = \infty$, wodurch $\frac{F_1 F_2}{F_1 + F_2} = F_1$ wird, entspricht dem Falle, dass der Flüssigkeitsstand im zweiten Gefässe constant ist (z. B. Entleerung einer Schleusenkammer in das unbegrenzte Unterwasser).

53.

Ausfluss einer tropfbaren Flüssigkeit aus einem Gefässe, welches einen beliebig grossen constanten Zufluss hat.

Es sei der äussere Druck an der Oberfläche im Gefässe ebenso gross wie an der Mündung, ferner

$A = f(h)$ der Horizontalschnitt des Gefässes in der Höhe h über (dem Schwerpunkte) der Mündung $= F$, Letztere sehr klein im Vergleich mit A,

Q das Flüssigkeitsvolumen, welches pro Secunde dem Gefässe zufliesst,

μ der Ausflusscoefficient.

Dann ist die Zeit $= t$ Secunden, in welcher die Höhe der Flüssigkeitsoberfläche von h_1 in h übergeht:

$$t = \frac{1}{\mu F \sqrt{2g}} \int_h^{h_1} \frac{A\, dh}{\sqrt{h} - \sqrt{k}}; \quad \sqrt{k} = \frac{Q}{\mu F \sqrt{2g}}$$

Die Höhe h nähert sich asymptotisch (nach unendlich langer Zeit erst sie vollständig erreichend) der Grenze k, und es muss deshalb h nothwendig zwischen h_1 und k liegend gegeben sein.

Ist A constant, so wird:

$$t = \frac{A}{\mu F} \sqrt{\frac{2}{g}} \left(\sqrt{h_1} - \sqrt{h} + \sqrt{k} \ln \frac{\sqrt{h_1} - \sqrt{k}}{\sqrt{h} - \sqrt{k}} \right).$$

2. Bewegung der Gase, insbesondere der atmosphärischen Luft.

54.

Fundamentalgleichungen.

Die in Nr. 45 unter 4) und 5) genannten Gleichungen (Zustandsgleichung und Gleichung des inneren Arbeitsvermögens) sind für den Fall eines Gases:

$$p\,v = R\,T \quad \text{(Nr. 17)}$$

$$dU = \frac{c}{A}\, dT = \frac{R}{n-1}\, dT \quad \text{(Nr. 18 und 19).}$$

Wenn man vermittelst dieser Gleichungen unter Beibehaltung der in Nr. 45 erklärten Buchstabenbezeichnungen die Grössen v und U in den daselbst unter 1) bis 3) angeführten allgemeinen Gleichungen eliminirt, erhält man

die Continuitätsgleichung:

$$\frac{F\,u}{G} = \frac{R\,T}{p},$$

die Gleichung des Arbeitsvermögens:

$$\frac{u\,du}{g} + \frac{n}{n-1} R\,dT = dx \cos\psi + \frac{dQ_1}{A},$$

die Wärmegleichung:

$$\frac{R}{n-1} dT + RT \frac{d(Fu)}{Fu} = \frac{dQ_1}{A} + \lambda \frac{dx}{d} \frac{u^2}{2g}$$

und die Gleichung der lebendigen Kraft:

$$\frac{u\,du}{g} + R\,dT - RT \frac{d(Fu)}{Fu} = dx \cos\psi - \lambda \frac{dx}{d} \frac{u^2}{2g}.$$

Von den 3 letzten dieser 4 Gleichungen folgt jede aus den beiden anderen; die Gleichungen bestimmen daher p, T, u als Functionen von x, wenn diese Grössen für einen bestimmten Werth von x bekannt, wenn ferner F und ψ als Functionen von x gegeben sind, sowie auch die Constante G und das Gesetz der Wärmeleitung der Canalwand, d. h. dQ_1 als Differentialfunction von x gegeben ist.

Insbesondere für atmosphärische Luft ist: $n = 1{\cdot}41$ und für ganz trockene Luft: $R = 29{\cdot}27$, für feuchte Luft etwas grösser: siehe Nr. 17.

Wenn man vermittelst obiger Gleichungen die Aenderung des Wärmezustandes (p, T) und des äusseren Bewegungszustandes (u) eines Gases vom Anfang bis zum Ende eines zusammengesetzten Canals verfolgen will, so macht die Berücksichtigung etwaiger besonderer Widerstände an gewissen Stellen des Canals, sowie auch anderer Stetigkeitsunterbrechungen, welche durch plötzliche Aenderungen des Querschnitts F, der Richtung ψ des Canals oder des Gesetzes der Wärmeleitung der Canalwand verursacht werden können, im Allgemeinen eine Theilung der Integration jener Gleichungen nöthig, entsprechend einer Zerlegung des Canals in einzelne Strecken, welche unterschieden werden können in:

1) *kurze Strecken*, für welche die Zustandsänderung des Gases nur durch eine plötzliche Querschnittsänderung, einen besonderen Widerstand oder Beides zugleich bedingt ist, während von dem allgemeinen Canalwiderstand, dem Einfluss der Schwere und der Wärmeleitung der Canalwand abgesehen werden kann, und

2) *längere Strecken*, in denen keinerlei Stetigkeitsunterbrechungen, insbesondere also auch keine besondere Widerstände vorkommen.

Zu der Bewegung auf kurzer Strecke gehört insbesondere auch der Ausfluss aus Gefässmündungen.

a. Bewegung auf kurzer Strecke.

55.

Allgemeine Gleichungen.

Es seien der Druck, die absolute Temperatur und die Geschwindigkeit:
am Anfang der Strecke $= p_1 \quad T_1 \quad u_1$
am Ende der Strecke $= p \quad T \quad u$
F der Querschnitt am Ende,

φ der Geschwindigkeitscoefficient, welcher zu dem Coefficienten ζ des besonderen Widerstandes der kurzen Strecke in der Beziehung steht:

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}}$$

Dann ist:

$$u = \varphi \sqrt{u_1^2 + \frac{n}{n-1}\, 2\, g\, R\, T_1 \left[1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]}$$

$$T = T_1 - \frac{n-1}{n} \frac{u^2 - u_1^2}{2\, g\, R}$$

$$\frac{F\, u}{G} = \frac{R\, T}{p}$$

Wenn die kurze Strecke ins Freie mündet, so ist der Mündungsquerschnitt F in der letzten Gleichung im Allgemeinen mit einem Contractionscoefficienten α zu multipliciren.

Die Gleichungen können zur Berechnung von 3 Grössen dienen, wenn di übrigen bekannt sind, z. B.

von p T u, wenn F und G
F T u, wenn G und p
G T u, wenn p und F

ausser p_1, T_1 und u_1 gegeben sind.

Ist $\frac{p}{p_1} = 1 - \delta$ und δ ein kleiner Bruch, so kann gesetzt werden:

$$f(p) = 1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = \frac{n-1}{n}\, \delta \left(1 + \frac{\delta}{2\, n}\right)$$

Für $n = 1{\cdot}41$, also

$$\frac{n-1}{n} = 0{\cdot}2908; \quad \frac{n}{n-1} = 3{\cdot}4388$$

erhält man die folgenden Werthe von $f(p)$:

$\frac{p}{p_1}$ =	0·95	0·9	0·85	0·8	0·75	0·7
$f(p)$ =	0·0148	0·0302	0·0462	0·0628	0·0802	0·0985
$\frac{p}{p_1}$ =	0·65	0·6	0·55	0·5	0·45	0·4
$f(p)$ =	0·1178	0·1380	0·1596	0·1825	0·2072	0·2339
$\frac{p}{p_1}$ =	0·35	0·3	0·25	0·2	0·15	0·1
$f(p)$ =	0·2631	0·2954	0·3318	0·3738	0·4240	0·4881

56.

Ausfluss eines Gases aus der Mündung eines Gefässes.

Das Gefäss sei gross genug, um die Geschwindigkeit u_1 des Gases im Inneren desselben = 0 setzen zu dürfen.

Ist dann:

p_1 der Druck, T_1 die absolute Temperatur im Inneren des Gefässes,

p der äussere Druck an der Mündung,
F die Grösse der Letzteren,
α der Contractionscoefficient,
φ der Geschwindigkeitscoefficient,
$\mu = \alpha\,\varphi$ der Ausflusscoefficient,
so ist für den Beharrungszustand, wenn

$$1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = f(p)$$

gesetzt wird, die Ausflussgeschwindigkeit:

$$u = \varphi \sqrt{\frac{n}{n-1}\, 2\,g\,R\,T_1\, f(p)}$$

die absolute Temperatur des ausfliessenden Gases in der Mündung:

$$T = T_1\,[1 - \varphi^2\, f(p)]$$

das Gewicht des pro Secunde ausfliessenden Gases:

$$G = \alpha\,F\,u\,\frac{p}{R\,T} = \mu\,F\,p\,\frac{\sqrt{\frac{n}{n-1}\,\frac{2\,g}{R\,T_1}\,f(p)}}{1 - \varphi^2\, f(p)}$$

Für atmosphärische Luft ist mit:

$$n = 1{\cdot}41;\quad R = 29{\cdot}3;\quad g = 9{\cdot}81$$

$$u = 44{\cdot}46\,\varphi\,\sqrt{T_1\, f(p)};\quad G = 1{\cdot}517\,\mu\,F\,p\,\frac{\sqrt{\frac{f(p)}{T_1}}}{1 - \varphi^2\, f(p)}$$

Werthe von $f(p)$: siehe Nr. 55.

Wenn $\delta = \frac{p_1 - p}{p_1}$ ein so kleiner Bruch ist, dass gesetzt werden kann:

$$f(p) = \frac{n-1}{n}\,\delta \text{ (Nr. 55)}$$

so ist, wenn γ_1 das specifische Gewicht des Gases im Inneren des Gefässes (entsprechend p_1 und T_1) bedeutet:

$$u = \varphi \sqrt{2\,g\,\frac{p_1 - p}{\gamma_1}} = \varphi \sqrt{2\,g\,\frac{p_1}{\gamma_1}\,\delta}$$

$$T = T_1\left(1 - \varphi^2\,\frac{n-1}{n}\,\delta\right)$$

$$G = \mu\,F\,\gamma_1\left[1 - \left(1 - \varphi^2\,\frac{n-1}{n}\right)\delta\right]\sqrt{2\,g\,\frac{p_1}{\gamma_1}\,\delta}$$

57.

Erfahrungscoefficienten für den Ausfluss der Luft.

Die Werthe, welche den Coefficienten α, φ, μ in den Gleichungen Nr. 56 unter verschiedenen Umständen beizulegen sind, kennt man noch nicht mit ebenso

grosser Zuverlässigkeit wie die entsprechenden Werthe für den Ausfluss des Wassers. Aus Versuchen von *Weisbach* lassen sich durch Interpolation und durch Umrechnung der von ihm angegebenen, einer anderen Formel entsprechenden Werthe von μ (Ingen. u. Masch.-Mechanik, Bd. I, §§. 464 u. 465, 4. Aufl.) auf die betreffende Formel in Nr. 56 die in folgender Tabelle enthaltenen Werthe entnehmen, wobei

d den Durchmesser der kreisförmigen Mündung in Centimetern,
l die Länge eines Mundstücks in Centimetern,
β den Convergenzwinkel eines conischen Mundstücks

bedeutet. Bei der Umrechnung der *Weisbach*'schen Werthe von μ wurde im ersten Falle $\varphi = 0{\cdot}99$, in den übrigen Fällen $\varphi = \mu$ angenommen.

Werthe von μ.

	$\frac{p}{p_1} =$ 0·95	0·8	0·65	0·5
1) Mündung in ebener dünner Wand (d = 1 — 2)	0·56	0·62	0·69	0·76
2) Cylindrische Ansatzröhre, mit scharfkantiger Einmündung von einer ebenen Gefässwand ausgehend (d = 1 — 2, l = 3 d)	0·73	0·82	0·87	0·90
3) Kurze conische Ansatzröhre ohne Abrundung an der Einmündung (d = 1, l = 4, $\beta = 7^0$)	0·91	0·94	0·97	0·98
4) Düsenförmiges längeres conisches Mundstück mit innerer Abrundung (d = 1, l = 14·5, $\beta = 6^0$)	0·93	0·96	0·98	0·99
5) Kurzes conisches Mundstück, innen mit stetiger Krümmung in die ebene Gefässwand, aussen cylindrisch verlaufend (d = 1, l = 1·6)	0·99	0·99	0·99	0·99

Mit zunehmendem Ueberdruck nimmt μ im Allgemeinen merklich zu; mit zunehmender Weite der Mündung nimmt μ in geringerem Grade ab.

58.

Düsenmündung eines Gebläses.

Es sei:

G die durch das Gebläse zu liefernde Windmenge in Kilogr.,
p der atmosphärische Luftdruck,
p_1 der Druck in der Windleitung vor den Düsen,
T_1 die absolute Temperatur der Gebläseluft,
F die erforderliche Grösse aller Düsenmündungen zusammen in Quadratmetern.

Wenn man die Geschwindigkeit der Luft in der Windleitung an der Stelle, wo p_1 gemessen wird, vernachlässigt, wodurch F um höchstens 2 % zu gross gefunden werden kann, gleichwohl aber in der Gleichung:

$$G = 1{\cdot}517\, \mu F p \frac{\sqrt{\frac{f(p)}{T_1}}}{1 - \varphi^2 f(p)} \quad \text{(Nr. 56)}$$

den Coefficienten μ mit Rücksicht auf den Gegendruck der Schmelzmassen und eine mögliche Verengung der Düsenmündungen durch Schlackenansätze nur mässig veranschlagt, etwa:

$$\mu = \varphi^2 = 0{\cdot}85 \text{ entsprechend } \alpha = \varphi = 0{\cdot}922$$

$$\text{und } p = 10333\ b$$

setzt, unter b das Verhältniss des örtlichen Barometerstandes zum normalen Barometerstande = 0·76 Mtr. verstanden, so wird:

$$\frac{G}{bF} = \frac{13324}{1 - 0{\cdot}85\, f(p)} \sqrt{\frac{f(p)}{T_1}}$$

Darin kann gesetzt werden (Nr. 55):

$$f(p) = \frac{n-1}{n}\,\delta\left(1 + \frac{\delta}{2n}\right) = 0{\cdot}291\ \delta\ (1 + 0{\cdot}355\ \delta)$$

weil bei den hier vorausgesetzten Gebläsen, welche zu metallurgischen Zwecken dienen, höchstens

$$\delta = \frac{p_1 - p}{p_1} = 0{\cdot}2$$

zu sein pflegt.

59.

Zustandsänderung eines in einem Canal strömenden Gases in Folge einer plötzlichen Querschnittsänderung und eines besonderen Widerstandes an einer gewissen Stelle.

Wenn in einem Canal an einer gewissen Stelle ein besonderer Widerstand vorkommt, verursacht durch eine Querschnitts- oder Richtungsänderung des Canals, durch ein Ventil, einen Schieber, einen Hahn, eine Drosselklappe etc., so hat man, wenn der Querschnitt, der Druck, die absolute Temperatur und die Geschwindigkeit

vor dieser Stelle $= F_1\ \ p_1\ \ T_1\ \ u_1$
hinter dieser Stelle $= F_2\ \ p_2\ \ T_2\ \ u_2$

sind, zur Berechnung von p_2, T_2, u_2 bei gegebenen Werthen der übrigen Grössen die folgenden Gleichungen, worin ζ den betreffenden Widerstandscoefficienten (Nr. 46) bedeutet:

$$\frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{n-1}{n}\,\frac{u_2^2 - u_1^2}{2gRT_1};\quad \frac{p_2}{p_1} = \frac{F_1 u_1}{F_2 u_2}\,\frac{T_2}{T_1}$$

$$1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = \frac{n-1}{n}\,\frac{(1+\zeta)\,u_2^2 - u_1^2}{2gRT_1}$$

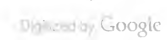
Für einen versuchsweise angenommenen Werth von u_2 findet man T_2 aus der ersten, damit p_2 aus der zweiten Gleichung, und man hat dann den Werth von u_2 so lange zu verändern, bis derselbe, sowie der entsprechende Werth von p_2 auch der dritten Gleichung genügend entsprechen.

Bei Geschwindigkeiten von höchstens etwa 30 Mtr. pro Secunde, wie sie in Windleitungen vorzukommen pflegen, oder auch selbst bei grösseren Geschwindigkeiten, falls F_1 und F_2 nicht übermässig verschieden sind, darf $T_2 = T_1$ gesetzt werden. Dann findet man p_2 aus der Gleichung:

$$1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = \frac{n-1}{n}\,\frac{u_1^2}{2gRT_1}\left[(1+\zeta)\left(\frac{F_1}{F_2}\right)^2\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^2 - 1\right]$$

und damit:

$$\frac{u_2}{u_1} = \frac{F_1}{F_2}\,\frac{p_1}{p_2}$$



Setzt man:

$$p_2 = p_1 (1 - \delta)$$

so ist gewöhnlich δ ein sehr kleiner Bruch und zwar mit meistens ausreichender Näherung:

$$\delta = \frac{u_1^2}{2 g R T_1} \left[(1 + \zeta) \left(\frac{F_1}{F_2}\right)^2 - 1 \right]$$

Nöthigenfalls kann hiermit ein corrigirter Werth nach der Formel:

$$\delta = \frac{u_1^2}{2 g R T_1} \left[\frac{1 + \zeta}{(1 - \delta)^2} \left(\frac{F_1}{F_2}\right)^2 - 1 \right] \left(1 - \frac{\delta}{2 n}\right)$$

berechnet werden. Schliesslich ist:

$$\frac{u_2}{u_1} = \frac{F_1}{F_2 (1 - \delta)}$$

Insbesondere für atmosphärische Luft ist:

$$n = 1{\cdot}41 \qquad \frac{n-1}{n} = 0{\cdot}291 \qquad \frac{1}{2n} = 0{\cdot}355$$

$1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$: siehe die Tabelle in Nr. 55.

Die Werthe von ζ sind bisher nur für wenige Fälle experimentell bestimmt worden (siehe Nr. 62); im Allgemeinen müssen bis auf Weiteres die entsprechenden Werthe für die Bewegung des Wassers als Anhalt dienen. —

Wenn trotz der Kürze des Weges doch eine merkliche Wärmezuführung zum strömenden Gase stattfindet, so dass in Folge dessen T_2 wesentlich $> T_1$ wird, wie es namentlich beim Durchgang der Verbrennungsluft durch die Brennstoffschicht auf dem Roste einer Feuerung der Fall ist, so kann gesetzt werden:

$$\delta = \frac{u_1^2}{g R (T_1 + T_2)} \left[(1 + \zeta) \left(\frac{F_1}{F_2}\right)^2 \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^2 - 1 \right]$$

$$\frac{p_2}{p_1} = 1 - \delta; \qquad \frac{u_2}{u_1} = \frac{F_1}{F_2} \frac{T_2}{T_1} \frac{p_1}{p_2}$$

b. Bewegung auf längerer Strecke von constantem Querschnitt.

60.

Bewegung eines Gases in einem Canal (einer Röhre), dessen Wand die Wärme nicht leitet.

Wenn der Canal horizontal ist oder wenn man wenigstens von dem Einfluss der Schwere absieht (mit um so geringerem Fehler, je kleiner die Länge und die Neigung des Canals gegen den Horizont, und je grösser die Druckdifferenz des Gases am Anfang und Ende des Canals ist), wenn ferner für den Anfang des Canals gegeben sind:

der Druck $= p_1$,
die absolute Temperatur $= T_1$,

die Geschwindigkeit $= u_1$ oder

die Geschwindigkeitshöhe $\frac{u_1^2}{2g} = h_1$,

so ist in der Entfernung x vom Anfang des Canals, längs der Mittellinie desselben gemessen, die Geschwindigkeitshöhe h bestimmt durch die Gleichung:

$$\left(\frac{R T_1}{h_1} + \frac{n-1}{n}\right)\left(1 - \frac{h_1}{h}\right) - \frac{n+1}{n} \ln \frac{h}{h_1} = 2 \lambda \frac{x}{d}$$

dann die Geschwindigkeit: $u = \sqrt{2gh}$

die absolute Temperatur: $T = T_1 - \frac{n-1}{n} \frac{h - h_1}{R}$

der Druck: $p = R T \frac{G}{F u}$

Bedeutung der Buchstaben: siehe Nr. 45 und 54.

Uebrigens findet man selbst für sehr lange Röhren und grosse Geschwindigkeiten die Temperaturdifferenz $(T_1 - T)$ stets nur so klein, dass es gerechtfertigt ist, in solchen Fällen, in welchen die Wärmeleitungsfähigkeit der Canalwand nicht besonders in Rechnung gestellt werden muss, die einfachere Voraussetzung $T =$ Const. der Rechnung zu Grunde zu legen.

61.

Bewegung eines Gases in einem Canal (einer Röhre) unter der Voraussetzung constanter Temperatur.

(Bedeutung der Buchstaben: Nr. 45 und Nr. 54.)

Ist die constante absolute Temperatur des Gases $= T$, so ist die Geschwindigkeitshöhe $h = \frac{u^2}{2g}$ in der längs der Mittellinie gemessenen Entfernung x vom Anfange des Canals bestimmt durch die Gleichung:

$$\left(\frac{R T}{2 h} - 1\right) d h = \left(\lambda \frac{h}{d} - \cos \psi\right) d x$$

In der Regel ist $\frac{R T}{2 h}$ eine grosse Zahl, z. B. für atmosphärische Luft von gewöhnlicher Temperatur schon dann > 100, wenn nur $u < 30$ Mtr. pro Secunde ist. Wenn man in solchem Falle 1 gegen $\frac{R T}{2 h}$ vernachlässigt, ergiebt sich durch Integration *bei constanter Neigung des Canals* ($\psi =$ Const. von $x = 0$ bis $x = x$) für h die Gleichung:

$$\ln \frac{1 - \frac{d \cos \psi}{\lambda h}}{1 - \frac{d \cos \psi}{\lambda h_1}} = \frac{2 x \cos \psi}{R T}$$

Darin ist $h_1 = \frac{u_1^2}{2g}$ die Geschwindigkeitshöhe des Gases am Anfange des Canals, und unter ψ ist der Winkel zu verstehen, unter welchem die Strömungsrichtung gegen die Verticale geneigt ist, so dass z. B. $\cos \psi = \pm 1$ ist, wenn ein verticaler Canal abwärts oder aufwärts vom Gase durchströmt wird.

Bei einem *horizontalen Canal* oder wenn von der Wirkung der Schwere abgesehen wird, hat man für h die Gleichung:

$$\frac{RT}{2}\left(\frac{1}{h_1} - \frac{1}{h}\right) = \lambda \frac{x}{d}$$

In allen Fällen ergiebt sich aus der Geschwindigkeitshöhe h:

die zugehörige Geschwindigkeit $u = \sqrt{2gh}$

und der Druck $p = RT \frac{G}{Fu}$.

Ist der *Druckverlust* $= p_1 - p$ *für die Canalstrecke* x *sehr klein*, wie z. B. bei einer Leuchtgasleitung, wobei selbst für eine ganze Stadt von dem Gasometer der Gasanstalt bis zu den entferntesten Stellen der Strassenleitung dieser Druckverlust nur höchstens etwa 30 Millim. Wassersäule oder 0·003 Atm. beträgt, so kann gesetzt werden:

$$\frac{p_1 - p}{p_1} = \lambda \frac{x}{d} \frac{u_1^2}{2gRT}$$

Für atmosphärische Luft ist:

$2gR = 575$, entsprechend $g = 9{\cdot}81$ und $R = 29{\cdot}3$.

62.

Erfahrungscoefficienten für die Bewegung der Luft in Röhren.

Der in den Formeln von Nr. 59 und 60 vorkommende Coefficient λ ergiebt sich aus Versuchen von *Girard*, *d'Aubuisson* und *Pecqueur* im Durchschnitt $= 0{\cdot}024$, aus Versuchen von *Buff* $= 0{\cdot}0375$. *Weisbach* fand denselben in hohem Grade von der Geschwindigkeit u abhängig, ungefähr der empirischen Formel entsprechend:

$$\lambda = \frac{0{\cdot}12}{\sqrt{u}}$$

wonach z. B. für $u =$	9	16	25	36
$\lambda =$	0·04	0·03	0·024	0·02

wäre. Dabei ist jedoch zu berücksichtigen, dass diese Formel aus Versuchen mit Messing-, Zink- und Glasröhren von 1 bis 2·4 Centim. Weite abgeleitet wurde, bei welchen die Geschwindigkeit $u = 25$ bis 150 Mtr. pro Secunde war, und dass für kleinere Geschwindigkeiten die Formel vermuthlich zu grosse Werthe von λ liefert. Vom Material der Röhre zeigte sich λ kaum merklich abhängig, nahm aber etwas ab mit zunehmender Weite d.

Den Coefficienten des besonderen Widerstandes, welchen bei der Bewegung der Luft in einer Röhre die plötzliche Richtungsänderung durch ein Knie oder die allmählige Richtungsänderung durch einen Kropf, in beiden Fällen um 90°, verursacht, fand *Weisbach*

	Knie.	Kropf.
bei einer Rohrweite von 1 Centim.: $\zeta =$	1·61	0·48
" " " " 1·4 " : $\zeta =$	1·24	0·47

63.

Bewegung eines Gases in einem Canal, dessen Wand eine wesentliche Wärmeübertragung nach Aussen hin oder von Aussen her vermittelt.

Ausser den Bezeichnungen in Nr. 45 und Nr. 54 sei noch:

P' derjenige Theil des Umfanges $= P$ eines Querschnitts $= F$, welcher dem Wandtheil angehört, durch den die Wärmeübertragung stattfindet,

T' die absolute Temperatur des Mediums, welches diesen Wandtheil von Aussen berührt,

k der Wärmeüberführungs-Coefficient, d. h. die Wärmemenge, welche durch 1 Quadratmeter Wandfläche in 1 Secunde und für jeden Grad Temperaturdifferenz der beiderseits angrenzenden Medien übertragen wird,

c_1 die specifische Wärme des durch den Canal strömenden Gases für constanten Druck,

$a = \frac{G c_1}{k P'}$.

Ebenso wie die Grössen:

$$\psi, \quad F, \quad P, \quad \text{folglich } d = \frac{4F}{P}$$

seien auch die Grössen:

$$T', \quad k, \quad P', \quad \text{folglich } a$$

für die ganze in Rechnung gezogene Länge des Canals constant.

Sind ferner der Druck, die absolute Temperatur und die Geschwindigkeit des Gases

am Anfange der betrachteten Canalstrecke $= p_1 \quad T_1 \quad u_1$

in der Entfernung x davon . . . . $= p \quad T \quad u$

so hat man bei Vernachlässigung des untergeordneten Einflusses, welchen die Aenderung von u sowie die Schwere auf die Aenderung von T ausüben:

$$T = T' + (T_1 - T')\, e^{-\frac{x}{a}}$$

e = Basis der natürlichen Logarithmen; dann für p die Gleichung:

$$\frac{1}{2}\left[1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^2\right] = \frac{\frac{1}{\alpha}\left[\lambda \frac{x}{d} + \left(\lambda \frac{a}{d} - 2\right)\frac{T_1 - T}{T'}\right] - \frac{\cos\psi}{R T'}\left(x + a \ln \frac{T}{T_1}\right)}{1 - \frac{\cos\psi}{R T'}\left(x + a \ln \frac{T}{T_1}\right)}$$

$$\text{mit } \alpha = \frac{2 g R}{T'}\left(\frac{T_1}{u_1}\right)^2$$

Endlich ist:

$$\frac{u}{u_1} = \frac{T}{T_1}\,\frac{p_1}{p}$$

Setzt man $p = p_1 (1 - \delta)$, so ist gewöhnlich δ ein sehr kleiner Bruch und hinreichend genau:

$$\delta = \frac{1}{\alpha}\left[\lambda \frac{x}{d} + \left(\lambda \frac{a}{d} - 2\right)\frac{T_1 - T}{T'}\right] - \frac{\cos\psi}{R T'}\left(x + a \ln \frac{T}{T_1}\right)$$

8. Bewegung der Dämpfe, insbesondere des Wasserdampfs.

64.

Fundamentalgleichungen für die Bewegung gesättigter Dämpfe.

Der gesättigte Dampf kann im Allgemeinen mehr oder weniger feucht, d. h. mit tropfbarer Flüssigkeit von derselben Art gemischt sein, und es sei dann:

y die Dampfmenge in Kilogr., welche an irgend einer Stelle des Canals in 1 Kilogr. des Gemisches enthalten ist,

w das specifische Volumen der tropfbaren Flüssigkeit,

$w + \Delta$ das specifische Volumen des Dampfs, also

$w + y\Delta$ das specifische Volumen des Gemisches,

q und r: siehe Nr. 33,

$x, \psi, F, p, T, u, G, dQ_1, d, \lambda$: siehe Nr. 45.

Durch die Gleichungen:

$$F u = G (w + y \Delta)$$

$$A \frac{u\,du}{g} + A w\,dp + dq + d(yr) = A\,dx \cos\psi + dQ_1$$

$$dq + T d\frac{yr}{T} = dQ_1 + A\lambda \frac{dx}{d}\frac{u^2}{2g}$$

$$\frac{u\,du}{g} + w\,dp + \frac{yr}{AT}dT = dx\cos\psi - \lambda\frac{dx}{d}\frac{u^2}{2g}$$

worin T, Δ, q und r bekannte Functionen von p sind (für Wasserdampf: siehe die Tabelle in Nr. 32 mit $T = 273 + t$, $\Delta = u$, $r = \varrho + Apu$) und von welchen jede der drei Letzteren aus den beiden anderen folgt, sind p, y und u als Functionen von x bestimmt, wenn diese Grössen für einen bestimmten Werth von x bekannt, wenn ferner F und ψ als Functionen von x gegeben sind, sowie auch die Constante G und das Gesetz der Wärmeleitung der Canalwand gegeben ist.

65.

Ausfluss eines Gemisches von gesättigtem Dampf und gleichartiger Flüssigkeit aus der Mündung eines Gefässes.

Es sei:

F die Grösse der Mündung in Quadratmetern,

α der Contractionscoefficient,

φ der Geschwindigkeitscoefficient,

$\mu = \alpha\varphi$ der Ausflusscoefficient,

r siehe Nr. 37.

Uebrigens ist die Bedeutung der Buchstaben dieselbe, wie in Nr. 64, und es beziehen sich:

$$y \quad \Delta \quad p \quad T \quad r \quad q \quad r \quad u$$

auf den Zustand des Gemisches in der Mündung,

$$y_1 \quad \Delta_1 \quad p_1 \quad T_1 \quad r_1 \quad q_1 \quad r_1 \quad u_1$$

auf den Zustand im Inneren des Gefässes; Letzteres sei gross genug, um $u_1 = 0$ setzen zu dürfen. Der Zustand im Inneren des Gefässes sei gegeben, sowie der äussere Druck an der Mündung $= p$. Dann ist, wenn

$$f(p) = A w (p_1 - p) + q_1 - q + \frac{y_1 r_1}{T_1} (T_1 - T) - T (r_1 - r)$$

gesetzt wird, die Ausflussgeschwindigkeit:

$$u = \varphi \sqrt{2 g \frac{f(p)}{A}}$$

der verhältnissmässige Dampfgehalt des Gemisches in der Mündung:

$$y = \frac{1}{r} [y_1 r_1 + A w (p_1 - p) + q_1 - q - \varphi^2 f(p)]$$

und die Ausflussmenge in Kilogr. pro Secunde:

$$G = \frac{\alpha F u}{w + y \Delta} = \frac{\mu F}{w + y \Delta} \sqrt{2 g \frac{f(p)}{A}}$$

Die Formeln sind nicht mehr gültig, wenn $y > 1$ wird, was bei grossem Widerstande eines Mundstücks, also bei kleinem Werthe von φ, für Aetherdampf in Folge seines entgegengesetzten Verhaltens (Nr. 36) schon mit $\varphi = 1$ der Fall sein kann.

Wenn insbesondere Wasserdampf, welcher im Inneren des Gefässes zwar gesättigt, aber nicht nass ist ($y_1 = 1$), in die freie Luft ausfliesst ($p = 10333$), liefern die obigen Formeln mit $\alpha = \varphi = 1$, womit

$$y = \frac{T}{r} \left(\frac{y_1 r_1}{T_1} + r_1 - r \right)$$

wird, nach *Zeuner* die folgenden Werthe:

p_1 Atm.	u Mtr.	y	G Kilogr.	p_1 Atm.	u Mtr.	y	G Kilogr.
2	481·7	0·960	304·1 F	8	834·9	0·884	572·0 F
3	606·6	0·937	392·3 „	9	858·3	0·878	592·0 „
4	681·5	0·921	448·3 „	10	878·7	0·873	609·8 „
5	734·3	0·909	489·4 „	11	896·8	0·868	625·9 „
6	774·9	0·899	522·0 „	12	913·0	0·864	640·2 „
7	807·6	0·891	549·0 „	13	927·7	0·860	653·5 „

Wenn man in obigen Gleichungen die Glieder mit w vernachlässigt, ferner (c siehe Nr. 26):

$$q_1 - q = c (T_1 - T); \quad r_1 - r = c \ln \frac{T_1}{T}$$

setzt, so ist einfacher:

$$f(p) = \left(c + \frac{y_1 r_1}{T_1} \right) (T_1 - T) - c T \ln \frac{T_1}{T}; \quad u = \varphi \sqrt{2 g \frac{f(p)}{A}}$$

$$y = \frac{1}{r} [y_1 r_1 + c (T_1 - T) - \varphi^2 f(p)]; \quad G = \frac{\alpha F u}{y \Delta}$$

Ist p_1 nur wenig $> p$, so kann auch gesetzt werden:

$$f(p) = y_1 r_1 \frac{T_1 - T}{T_1}$$

66.

Angenäherte Gleichungen für die Bewegung gesättigter oder überhitzter Dämpfe, wenn keine wesentliche Wärmeleitung durch die Canalwand stattfindet.

Wenn man von der Wärmeleitung der Canalwand und zugleich von der durch die Widerstände entwickelten Wärme abstrahirt (beide Fehler sind von entgegengesetztem Einfluss, sofern die Temperatur des Dampfs höher als die äussere Temperatur ist), so kann man setzen:

$$p v^n = p_1 v_1^n = \text{Const.}$$

Insbesondere für Wasserdampf ist dabei:

$n = \frac{4}{3}$ für überhitzten Dampf (Nr. 42),

$n = 1{\cdot}035 + 0{\cdot}1\ y_1$ für ein Gemisch von gesättigtem Dampf und Wasser (Nr. 37), wenn $y_1 > 0{\cdot}7$ die verhältnissmässige Dampfmenge in 1 Kilogr. des Gemisches am Anfange des Canals resp. im Inneren des Gefässes bedeutet.

Mit den Bezeichnungen von Nr. 45 hat man nun nach der Continuitätsgleichung und nach der Gleichung der lebendigen Kraft:

$$F u = G \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{1}{n}} v_1$$

$$\frac{u\, du}{g} + p_1 v_1 \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{1}{n}} d\left(\frac{p}{p_1}\right) = dx \cos\varphi - \lambda \frac{dx}{d} \frac{u^2}{2g}$$

wodurch im Allgemeinen p und u als Functionen von x bestimmt sind. Dann ist:

$$v = \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{1}{n}} v_1$$

und T für überhitzte Dämpfe durch die Zustandsgleichung (Nr. 39) oder für gesättigte Dämpfe auch unmittelbar mit p bestimmt.

67.

Ausfluss gesättigten oder überhitzten Dampfs aus der Mündung eines Gefässes.

Unter der Voraussetzung von Nr. 66 hat man, wenn

p_1 den Druck, v_1 das specifische Volumen des Dampfs im Inneren des Gefässes,

p den äusseren Druck an der Mündung,

F die Grösse der Mündung,

φ und α Coefficienten bedeuten, durch welche dem Bewegungswiderstande, der etwa stattfindenden äusseren Contraction und zugleich den Fehlern der Voraussetzung Rechnung getragen werden soll, und wenn

$$1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = f(p)$$

gesetzt wird, die Ausflussgeschwindigkeit:

$$u = \varphi \sqrt{\frac{n}{n-1}\, 2\, g\, p_1\, v_1\, f(p)} \text{ Mtr.}$$

und die pro Secunde ausfliessende Dampfmenge in Kilogr.:

$$G = \alpha F u \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} \frac{1}{v_1}$$

Folgende Tabelle enthält die Werthe von

$$\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} \text{ und } f(p)$$

1) für $n = \frac{4}{3}$, d. h. für überhitzten Wasserdampf,

2) für $n = 1{\cdot}135$, d. h. für gesättigten, aber nicht nassen Wasserdampf,

3) für $n = 1{\cdot}125$, d. h. für gesättigten Wasserdampf mit 10 % Wassergehalt im Inneren des Gefässes.

Im ersten Falle sind die Formeln an die Voraussetzung gebunden, dass der Dampf auch in der Mündung noch überhitzt ist, dass also $v = \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{1}{n}} v_1$ grösser ist, als das specifische Volumen gesättigten Dampfs vom Drucke p.

$\frac{p}{p_1}$	$n = \frac{4}{3}$		$n = 1{\cdot}135$		$n = 1{\cdot}125$	
	$\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}$	f(p)	$\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}$	f(p)	$\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}$	f(p)
0·9	0·9240	0·0260	0·9114	0·0125	0·9106	0·0116
0·8	0·8459	0·0543	0·8215	0·0262	0·8201	0·0245
0·7	0·7653	0·0853	0·7303	0·0416	0·7283	0·0388
0·6	0·6817	0·1199	0·6376	0·0590	0·6350	0·0552
0·5	0·5946	0·1591	0·5430	0·0792	0·5400	0·0741
0·45	0·5494	0·1810	0·4949	0·0907	0·4917	0·0849
0·4	0·5030	0·2047	0·4461	0·1033	0·4429	0·0968
0·35	0·4550	0·2308	0·3966	0·1175	0·3933	0·1101
0·3	0·4054	0·2599	0·3462	0·1335	0·3430	0·1252
0·25	0·3536	0·2929	0·2948	0·1521	0·2916	0·1428
0·2	0·2991	0·3313	0·2422	0·1743	0·2392	0·1637
0·15	0·2410	0·3777	0·1880	0·2021	0·1852	0·1901
0·12	0·2039	0·4114	0·1544	0·2230	0·1519	0·2099
0·1	0·1778	0·4377	0·1315	0·2397	0·1292	0·2257
0·08	0·1504	0·4682	0·1080	0·2596	0·1059	0·2447
0·06	0·1212	0·5051	0·0839	0·2845	0·0820	0·2685

Die Werthe von u und G, welche hiernach für den Ausfluss gesättigter Dämpfe gefunden werden, sind von den Resultaten der genaueren Formeln in Nr. 65 nur sehr wenig verschieden. Für den Ausfluss gesättigten, aber nicht nassen Wasserdampfs in die freie Luft ergiebt sich z. B. mit $\alpha = \varphi = 1$ und

$p_1 =$	2	4	10	Atm.
$u =$	481·8	681·9	880·4	Mtr.
$G =$	304·3 F	448·3 F	610·2 F	Kilogr.

68.

Zustandsänderung des in einem Canal strömenden Dampfes in Folge einer plötzlichen Querschnittsänderung und eines besonderen Widerstandes an einer gewissen Stelle.

Es sei der Querschnitt, der Druck, das specifische Volumen und die Geschwindigkeit

vor der fraglichen Stelle $= F_1 \quad p_1 \quad v_1 \quad u_1$

hinter „ „ „ $= F_2 \quad p_2 \quad v_2 \quad u_2$

und der betreffende Widerstandscoefficient (Nr. 46) $= \zeta$. Dann sind p_2 und u_2 unter der Voraussetzung von Nr. 66 bestimmt durch die Gleichungen:

$$1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = \frac{n-1}{n} \frac{u_1^2}{2 g p_1 v_1} \left[(1+\zeta)\left(\frac{F_1}{F_2}\right)^2 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{2}{n}} - 1\right]$$

$$\frac{u_2}{u_1} = \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}}$$

Bedeutung von n: siehe Nr. 66.

Setzt man $p_2 = p_1(1-\delta)$, so ist gewöhnlich δ ein kleiner Bruch und dann näherungsweise:

$$\delta = \frac{u_1^2}{2 g p_1 v_1} \left[(1+\zeta)\left(\frac{F_1}{F_2}\right)^2 - 1\right]$$

69.

Bewegung des Dampfs in einer Canalstrecke von constantem Querschnitt und constanter Neigung, durch deren Wand keine wesentliche Wärmeleitung stattfindet, und in welcher nur der allgemeine Canalwiderstand zu überwinden ist.

Es seien der Druck, das specifische Volumen und die Geschwindigkeit:

am Anfang der Canalstrecke $= p_1 \quad v_1 \quad u_1$

in der Entfernung x davon $= p \quad v \quad u$

ψ, d, λ siehe Nr. 45,

n siehe Nr. 66.

Unter der Voraussetzung von Nr. 66 hat man (mit einem Fehler von höchstens etwa 1 % bis zu Geschwindigkeiten von 25 Mtr. pro Secunde) für p die Gleichung:

$$1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{n+1}{n}} = \frac{n+1}{n} \frac{x}{p_1 v_1} \left\{\lambda \frac{u_1^2}{2 g d} - \frac{\cos\psi}{2}\left[1 + \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{2}{n}}\right]\right\}$$

Danach sind v und u bestimmt durch:

$$\frac{v}{v_1} = \frac{u}{u_1} = \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{1}{n}}$$

Ist $p = p_1 (1 - \delta)$ und dabei, wie gewöhnlich, δ ein kleiner Bruch, so ist näherungsweise:

$$\delta = \frac{x}{p_1 v_1}\left(\lambda \frac{u_1^2}{2 g d} - \cos \psi\right)$$

Vorbehaltlich specieller Versuche ist bis auf Weiteres der Coefficient λ nach Nr. 62 zu nehmen wie für die Bewegung von Luft.

B. Dampfstrahlpumpe.

70.

Erklärung und Bezeichnungen.

Die Dampfstrahlpumpe oder der Injector ist ein Apparat zur Förderung von Wasser vermittelst der lebendigen Kraft des aus einer Mündung ausströmenden Wasserdampfs; er kann eine gewöhnliche Pumpe in solchen Fällen mit Vortheil ersetzen, wo zugleich die Wärme des geförderten Wassers, welche theils von der Körperwärme des Dampfs, theils von der mit der Condensation desselben verbundenen äusseren Arbeit, sowie von Arbeitsverlusten durch Stoss und Reibungswiderstände herrührt, nützliche Verwendung findet, wie es namentlich bei der Förderung des Speisewassers von Dampfkesseln der Fall ist, und zwar nicht nur bei der unmittelbaren Kesselspeisung, sondern auch in anderen Fällen, z. B. auf den Wasserstationen von Eisenbahnen zur Förderung vorgewärmten Wassers in die Behälter, von welchen aus die Füllung des Tenders stattfindet. Das Princip des Apparates ist folgendes (Fig. 3):

Fig. 3.

In das Gehäuse $F_1 F_2$ münden die Dampfzuflussröhre R_1 und die Wasserzuflussröhre R_2. Der Dampf wird durch Mischung mit dem kälteren Wasser condensirt. Die äussere Arbeit, welche dieser Condensation entspricht, setzt sich in Wärme (äussere Condensationswärme) um, welche ebenso wie die Dampfwärme an das aus der Mischung resultirende Wasser als freie Wärme übergeht. Auch von der lebendigen Kraft des bei F_1 ausfliessenden Dampfs geht durch den Stoss infolge der plötzlichen Geschwindigkeitsabnahme dieses Dampfs und der plötzlichen Geschwindigkeitszunahme des bei F_2 zufliessenden Wassers ein Theil unter Umsetzung in Wärme als lebendige Kraft verloren; der übrige Theil verbleibt dem resultirenden warmen Wasser, welches bei F_0 aus der engen düsenförmigen Mündung des Condensationsraums mit entsprechend grosser Geschwindigkeit ausfliesst. Dieser Wasserstrahl wird von der Einmündung des Druckrohrs R aufgefangen, welche zwar, um dieses Auffangen zu sichern und eine Verspritzung am Rande zu vermeiden, nach Aussen hin sich trichterförmig etwas erweitert, deren kleinster Querschnitt aber nur ebenso gross sein darf, wie der Ausmündungsquerschnitt des Condensationsraums, um das Ansaugen von Luft oder Wasser aus dem

Raum A zu vermeiden, welcher die Uebertrittsstelle F_0 umgiebt. In dem Maasse wie das Druckrohr R von der Einmündung aus allmählig sich erweitert, die Geschwindigkeit des Wassers also abnimmt, wird der Druck entsprechend grösser und somit geeignet, das Wasser auf eine gewisse Höhe zu heben oder in einen Raum zu pressen, in welchem ein gewisser höherer Druck herrscht.

Es sei für 1 Mtr. als Längeneinheit, 1 Kilogr. als Gewichts- oder Krafteinheit und 1 Secunde als Zeiteinheit:

l_1 die Länge, d_1 die Weite der Dampfzuflussröhre,

d' die volle Weite ihrer kreisförmigen Mündung,

F_1 die Grösse der Ausflussöffnung des Dampfs, welche höchstens $= \frac{\pi d'^2}{4}$ ist, infolge theilweiser Ausfüllung der Mündung durch die conische Spitze einer den Dampfzufluss regulirenden Spindel jedoch auch kleiner sein kann,

p_1 der Druck, t_1 die entsprechende Temperatur in dem Behälter, aus welchem der Dampf zufliesst, gemessen an einer Stelle, welche um

h_1 höher liegt, als der Condensationsraum des Apparates,

y_1 der verhältnissmässige Dampfgehalt des im Allgemeinen schon mehr oder weniger feucht zufliessenden Dampfs, also $(1 - y_1)$ Kilogr. der Wassergehalt in 1 Kilogr. desselben,

γ_1 das specifische Gewicht dieses Dampfs, welches genau genug $= \frac{1}{y_1 v_1}$ gesetzt werden kann, unter

v_1 das specifische Volumen gesättigten Dampfs vom Drucke p_1 verstanden,

ζ_1 der Widerstandscoefficient für die Bewegung des Dampfs in der Zuflussröhre, bezogen auf:

u_1 = der Geschwindigkeit, mit welcher der Dampf aus der Oeffnung F_1 ausfliesst,

m_1 das Gewicht des pro Secunde ausfliessenden Dampfs,

γ' das specifische Gewicht desselben in der Ausflussöffnung;

l_2 die Länge, d_2 die Weite der Wasserzuflussröhre,

F_2 die Grösse der Oeffnung, durch welche das Wasser in den Condensationsraum einfliesst,

p_2 der Druck an der Oberfläche des Wassers in dem Behälter, aus welchem dasselbe zufliesst (gewöhnlich = dem Atmosphärendruck),

h_2 die Höhe dieser Wasseroberfläche über dem Condensationsraum des Apparates, welche negativ ist, wenn das Wasser zugleich angesaugt wird,

t_2 die Temperatur, γ_2 das specifische Gewicht des zufliessenden Wassers,

ζ_2 der Widerstandscoefficient für die Bewegung des Wassers in der Zuflussröhre, bezogen auf:

u_2 = der Ausflussgeschwindigkeit in der Mündung F_2,

m_2 das Gewicht des pro Secunde zufliessenden und geförderten Wassers;

p' der Druck im Condensationsraum des Apparates, also auch des Dampfs in der Mündung F_1 und des Wassers in der Mündung F_2;

d_0 der Durchmesser, $F_0 = \frac{\pi d_0^2}{4}$ die Grösse des kleinsten Querschnitts an der Einmündung des Druckrohrs,

u_0 die Geschwindigkeit des Wassers in diesem Querschnitte,

p_0 der äussere Druck an der Uebertrittsstelle von der Ausmündung des Condensationsraums zur Einmündung des Druckrohrs, also auch der Druck des Wassers im Querschnitte F_0 (gewöhnlich = dem Atmosphärendruck, bei

dem Injector von *Schau* aber: $p_0 = p'$, indem hier der Raum A, (Fig. 3), welcher die Uebertrittsstelle des Wasserstrahls umgiebt, mit dem Condensationsraum communicirt),

γ_0 das specifische Gewicht des in das Druckrohr eintretenden Wassers im Querschnitte F_0, welches $< \gamma_1$ ist nicht nur wegen der höheren Temperatur, sondern auch hauptsächlich deswegen, weil das in das Druckrohr einfliessende Wasser noch mehr oder weniger uncondensirte Dampftheilchen beigemischt enthält,

γ das specifische Gewicht des Wassers in dem Druckrohr nach erfolgter Condensation der bei Eintritt unter dem niederen Drucke p_0 noch beigemischten Dampftheilchen, welches also nur wegen der höheren Temperatur etwas $< \gamma_1$ ist,

t die Temperatur des Wassers im Druckrohr, welche auch im Querschnitte F_0 ebenso gross gesetzt werden darf, indem die geringe Wärmemenge, welche durch die Condensation der hier noch beigemischten Dampftheilchen frei wird, ungefähr als aufgewogen zu betrachten ist durch die Wärmeleitung der Rohrwand,

l die Länge, d die Weite der Druckröhre,

p der Druck in dem Raum, in welchen das Wasser gefördert wird, gemessen an einer Stelle, welche um

h höher liegt, als der Condensationsraum des Apparates,

ζ der Widerstandscoefficient für die Bewegung des Wassers in der Druckröhre, bezogen auf die Geschwindigkeit u_0,

u die Ausflussgeschwindigkeit des Wassers aus der Druckröhre.

Um die Wirkung des Apparates verschiedenen Umständen anzupassen, sowie auch zum Zweck der Ingangsetzung sind im Allgemeinen die Querschnitte F_1 und F_2 beide regulirbar, wie bei dem ursprünglichen Apparat von *Giffard*, bei der verbesserten Construction von *Turk* u. A. Die Regulirbarkeit von F_1 (durch die conische Spitze einer Spindel, welche mehr oder weniger die Mündung des Dampfrohrs ausfüllt) ist unerlässlich, wenn der Apparat das Wasser ansaugen und ohne Zuhilfenahme einer mit der Wasserzuflussröhre vorübergehend zu verbindenden Druckwassersäule soll in Gang gesetzt werden können. Die Regulirbarkeit von F_2, welche dadurch erreicht zu werden pflegt, dass das Wasserzuflussrohr nicht seitwärts, sondern in der Richtung der Axe des Apparats mit einer das Dampfrohr umgebenden, veränderlichen ringförmigen Oeffnung in den Condensationsraum einmündet, ist eher entbehrlich und fehlt z. B. bei der Construction nach dem Patent *Schäffer und Budenberg*. Bei solchen Apparaten, welche das Wasser nicht anzusaugen haben und stets unter ganz ähnlichen Umständen, z. B. zur Speisung eines Locomotivkessels benutzt werden sollen, können beide Mündungen F_1 und F_2 unveränderlich sein, wie bei den Injectoren von *Krauss* und von *Schau*.

71.

Widerstandscoefficienten.

Es sei:

l_0 die Länge des conischen Anfangsstücks der Druckröhre von der Weite d_0 bis zur Weite d,

ζ_0 der Widerstandscoefficient dieses Rohrstücks, bezogen auf die Geschwindigkeit u_0,

ϑ der Widerstandscoefficient des Druckventils und sonstiger besonderer Widerstände im Druckrohr, bezogen auf die Geschwindigkeit im Querschnitte $\frac{\pi d^2}{4}$.

Dann ist:

$$\zeta = \zeta_0 + \left(\lambda \frac{l}{d} + \vartheta\right)\left(\frac{d_0}{d}\right)^4 \text{mit } \zeta_0 = \frac{\lambda}{4}\frac{l_0}{d}\left(1 + \frac{d_0}{d}\right)\left[1 + \left(\frac{d_0}{d}\right)^2\right]$$

Ist ferner ϑ_1 der Coefficient besonderer Widerstände in der Dampfzuflussröhre, bezogen auf die Geschwindigkeit im Querschnitte $\frac{\pi d_1^2}{4}$, so ist:

$$\zeta_1 = \left(\lambda_1 \frac{l_1}{d_1} + \vartheta_1\right)\left(\frac{4 F_1}{\pi d_1^2}\right)^2$$

worin für die Maximalleistung bei voller Oeffnung des Mundstücks, oder falls F_1 überhaupt nicht regulirt werden kann, zu setzen ist: $\frac{4 F_1}{\pi d_1^2} = \left(\frac{d'}{d_1}\right)^2$.

Ist endlich ϑ_2 der Coefficient besonderer Widerstände in der Wasserzuflussröhre, bezogen auf die Geschwindigkeit im Querschnitte $\frac{\pi d_2^2}{4}$, so ist:

$$\zeta_2 = \left(\lambda_2 \frac{l_2}{d_2} + \vartheta_2\right)\left(\frac{4 F_2}{\pi d_2^2}\right)^2$$

Dabei kann, falls F_2 nicht regulirbar ist, sonst aber wenigstens für die Maximalleistung, $F_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}$ gemacht werden.

Setzt man für gewöhnlich:

$$\zeta_0 = \lambda; \quad \lambda = \lambda_1 = \lambda_2 = 0{\cdot}03; \quad \vartheta = \vartheta_1 = 3; \quad \vartheta_2 = 1$$

so wird:

$$\zeta = 0{\cdot}03\left[1 + \left(\frac{l}{d} + 100\right)\left(\frac{d_0}{d}\right)^4\right]$$

und (event. für die Maximalleistung):

$$\zeta_1 = 0{\cdot}03\left(\frac{l_1}{d_1} + 100\right)\left(\frac{d'}{d_1}\right)^4$$

$$\zeta_2 = 0{\cdot}03\,\frac{l_2}{d_2} + 1$$

72.

Zustand des Wassers in der Druckröhre.

Bei Vernachlässigung untergeordneter Einflüsse ergiebt sich etwas zu gross, übrigens genau genug:

$$t = \frac{m_1 W_1 + m_2 t_2}{m_1 + m_2} \text{ mit } W_1 = 606{\cdot}5 + 0{\cdot}305\, t_1$$

Das specifische Gewicht γ ist so wenig mit t veränderlich, dass dafür stets derselbe Werth, etwa $\gamma = 981 = 100\,g$ gesetzt werden darf (streng genommen einer Temperatur von etwa 55° entsprechend).

Das specifische Gewicht γ_0 des mit Dampftheilchen vermischten Wassers im Querschnitte F_0 kann dagegen nur durch Vergleichung der Resultate von Versuchen mit der Gleichung:

$$m_1 + m_2 = \gamma_0 F_0 u_0$$

ermittelt werden, in welcher

$$u_0 = \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \frac{p + \gamma h - p_0}{1 - \zeta}} = \sqrt{\frac{0{\cdot}02}{1 - \zeta} (p + \gamma h - p_0)}$$

zu setzen ist. Die wenigen Versuchsresultate, welche zu diesem Zwecke dem Verfasser bisher zur Verfügung standen, leiden freilich an verschiedenen Mängeln und lassen das Abhängigkeitsgesetz der Grösse γ_0 noch nicht mit Sicherheit erkennen. Jedenfalls ist unter übrigens gleichen Umständen γ_0 um so kleiner, je grösser t, und man scheint der Wahrheit ziemlich nahe zu kommen, wenn man bis auf Weiteres

$$\gamma_0 = 1100 - 5\,t \quad \text{für } t = 25^0 - 85^0$$

setzt unter der Voraussetzung, dass m_1, somit auch t nicht wesentlich grösser ist, als es die regelrechte Wirkung des Apparats unter den gegebenen Umständen erfordert, sowie dass p_0 = dem Atmosphärendruck oder (im Falle: $p_0 = p'$) nur wenig davon verschieden, und dass endlich die Mündung des Condensationsraums etwas $> F_0$ ist, um das Ansaugen von Luft durch den in die Druckröhre einfliessenden Strahl, wodurch γ_0 erheblich kleiner werden kann, zu vermeiden. Bei dem Injector von *Schau* ist dieser letztere Uebelstand zwar principiell vermieden, doch ist es auch bei ihm zu empfehlen, die Mündung des Condensationsraums nicht $< F_0$ zu machen.

73.

Allgemeine Formeln zur Beurtheilung der Leistungsfähigkeit einer Dampfstrahlpumpe von gegebenem kleinstem Durchmesser d_0 *des Druckrohrs unter gegebenen Umständen, sowie zur Berechnung der erforderlichen Mündungsweite* d' *des Dampfrohrs.*

Es seien gegeben (siehe Nr. 70) die Grössen:

$$t_2 \quad h_1 \quad h_2 \quad h \quad l_1 \quad l_2 \quad l \quad d_1 \quad d_2 \quad d \quad y_1 \quad p_1 \quad p_2 \quad p \quad p_0$$

Durch y_1 und p_1 sind auch γ_1 und t_1 bestimmt; γ_2 kann immer = 1000 gesetzt werden.

Die Mündungen des Dampfrohrs und des Wasserzuflussrohrs seien:

$$F_1 = \frac{\pi d'^2}{4}; \quad F_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}$$

indem sie mit ihren Maximalwerthen der Rechnung zu Grunde gelegt werden, sofern sie regulirbar sind.

Die Widerstandscoefficienten:

$$\zeta_1 \quad \zeta_2 \quad \zeta$$

sind dann nach Nr. 71 zu berechnen, wobei es in Betreff ζ_1 genügt, für den Durchmesser d' einen vorläufigen Werth nach Schätzung anzunehmen nach Massgabe der Beispiele in Nr. 74.

Nach Nr. 72 findet man u_0, sowie auch t und γ_0, wenn für das Verhältniss $\frac{m_1}{m_2}$

ein vorläufiger Werth angenommen wird, wobei die Beispiele in Nr. 74 als Anhalt dienen können. Danach ist:

$$u_2 = \frac{u_0}{1 + \frac{m_1}{m_2}} \frac{\gamma_0}{\gamma_2} \left(\frac{d_0}{d_2}\right)^2$$

$$p' = p_2 + \gamma_2 h_2 - \gamma_2 (1 + \zeta_2) \frac{u_2^2}{2g}$$

und bei Vernachlässigung des ganz untergeordneten Einflusses von h_1, d. h. bei Vernachlässigung von $\gamma_1 h_1$ gegen p_1:

$$u_1 = \sqrt{\frac{n}{n-1} \frac{2g}{1+\zeta_1} \frac{p_1}{\gamma_1} f(p')}$$

mit $f(p') = 1 - \left(\frac{p'}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$ und $n = 1{\cdot}035 + 0{\cdot}1\, y_1$ (Nr. 66 und 67); endlich:

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{\frac{u_0(u_0 - u_2)}{g} + \frac{p_0 - p'}{\gamma_0}}{\frac{u_0(u_1 - u_0)}{g} - \frac{p_0 - p'}{\gamma_0}}$$

oder näherungsweise (genau im Falle: $p_0 = p'$):

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{u_0 - u_2}{u_1 - u_0}.$$

Wenn der so gefundene Werth von $\frac{m_1}{m_2}$ mit dem vorläufig angenommenen Werthe dieses Verhältnisses nicht schon genügend übereinstimmt, so sind damit durch Wiederholung der Rechnung corrigirte Werthe von

$$t \quad \gamma_0 \quad u_2 \quad p' \quad u_1 \quad \frac{m_1}{m_2}$$

zu ermitteln bis die genügende Uebereinstimmung erzielt ist, was in der Regel eine nochmalige Wiederholung der Rechnung nicht erfordern wird. Schliesslich ist dann die pro Secunde geförderte Wassermenge:

$$m_2 = \frac{\gamma_0 F_0 u_0}{1 + \frac{m_1}{m_2}} \text{ Kilogr.}$$

und die erforderliche Mündungsweite des Dampfrohrs:

$$d' = d_0 \sqrt{\frac{m_1}{\gamma' u_1} \frac{\gamma_0 u_0}{m_1 + m_2}} \text{ mit } \gamma' = \gamma_1 \left(\frac{p'}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}$$

Bei dem Injector von *Schau* ist $p_0 = p'$ und somit a priori nicht gegeben; man kann dann vorläufig nach Schätzung p_0 etwas $< p_2 + \gamma_2 h_2$ annehmen und damit in die Rechnung eintreten bis sich ein corrigirter Werth von $p' = p_0$ ergiebt, mit welchem dann nöthigenfalls die Rechnung zu wiederholen ist.

Wenn die Mündung des Dampfrohrs regulirbar ist, so ist der berechnete Werth von d' die wenigstens erforderliche Mündungsweite desselben; der Sicherheit

wegen kann man jedoch auch bei constanter Grösse der Mündung ihre Weite etwas grösser machen vorbehaltlich der Regulirung des Dampfausflusses durch einen Hahn in der Dampfröhre.

74.

Formeln und Tabellen für die gewöhnlichen Fälle der Kesselspeisung.

Es sei:

$$h = 0; \quad \gamma_1 = 0{\cdot}9, \quad \text{also } n = \frac{9}{8}$$

$$p_1 = p = 10333\,a; \quad p_2 = p_0 = 10333$$

$$\zeta = \zeta_1 = 0{\cdot}04; \quad \zeta_2 = 4$$

Durch die Werthe von a sind:

$$t_1 \text{ und } \frac{1}{\gamma_1} = 0{\cdot}9\, v_1 \text{ nach der Tabelle in Nr. 32}$$

$$\text{und } W_1 = 606{\cdot}5 + 0{\cdot}305\, t_1$$

bestimmt. Für gegebene Werthe von

$$a, \; p' = 10333\,a' \text{ und } t_2$$

findet man:

$$u_0 = 14{\cdot}67 \sqrt{a - 1}$$

$$u_1 = 1324{\cdot}5 \sqrt{\frac{a}{\gamma_1} f(p')}; \quad \gamma' = \gamma_1 \left(\frac{a'}{a}\right)^{\frac{8}{9}}$$

$$f(p') = 1 - \left(\frac{a'}{a}\right)^{\frac{1}{9}} \text{ und } \left(\frac{a'}{a}\right)^{\frac{8}{9}} \text{ siehe Nr. 67.}$$

Mit einem vorläufig angenommenen Werth von $\frac{m_1}{m_2}$ $\left(\text{ungefähr} = \frac{u_0}{u_1 - u_0}\right)$ ergiebt sich dann:

$$t = \frac{t_2 + \frac{m_1}{m_2} W_1}{t + \frac{m_1}{m_2}}; \quad \gamma_0 = 1100 - {\cdot}5\, t$$

und (dem durchschnittlichen Verhältnisse: $\frac{F_2}{F_0} = \left(\frac{d_2}{d_0}\right)^2 = 20$ entsprechend, nämlich $\frac{d_2}{d_0} = 4$ bis 5, wachsend mit a):

$$u_2 = \frac{\gamma_0\, u_0}{20000\left(1 + \frac{m_1}{m_2}\right)}$$

Jetzt kann der Werth des Verhältnisses:

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{u_0 - u_2 + \frac{g\,(p_0 - p')}{\gamma_0\, u_0}}{u_1 - u_0 - \frac{g\,(p_0 - p')}{\gamma_0\, u_0}}$$

genauer berechnet und damit nöthigen Falls die Berechnung von t, γ_0, u_2 und $\frac{m_1}{m_2}$ wiederholt werden. Endlich ist:

$$\frac{d'}{d_0} = \sqrt{\frac{20000}{\gamma' u_1} \frac{m_1}{m_2} u_2}$$

und die stündlich geförderte Wassermenge in Kilogrammen oder Litern:

$$M_2 = 3600\ m_2 = A\, d_0^2 \sqrt{a-1} \text{ mit } A = \frac{0{\cdot}04148\ \gamma_0}{1 + \frac{m_1}{m_2}},$$

in welcher Formel d_0 in Millimetern ausgedrückt vorausgesetzt ist. Die Höhe h_2, welche dem gegebenen Werthe von a' entspricht, ist:

$$h_2 = 10{\cdot}33\ (a' - 1) + 0{\cdot}255\ u_2^2.$$

Folgende Tabelle enthält die Werthe von u_0 und W_1, welche verschiedenen Werthen von a, sowie die Werthe von u_1 und $\frac{20000}{\gamma' u_1}$, welche verschiedenen Werthen von a und a' entsprechen.

a	u_0	W_1	a' = 1		a' = 0·9		a' = 0·8	
			u_1	$\frac{20000}{\gamma' u_1}$	u_1	$\frac{20000}{\gamma' u_1}$	u_1	$\frac{20000}{\gamma' u_1}$
2	14·67	643·3	448·5	63·91	480·1	65·57	512·7	68·17
4	25·41	650·4	635·9	43·53	658·7	46·17	680 9	49·56
6	32·80	655·1	725·5	37·41	742·9	40 09	764·1	43·30
8	38·81	658·6	781·3	34·21	798·4	36·77	816·6	39·90
10	44·01	661·5	822·1	32·14	839·2	34·59	856·0	37·66

Damit ergeben sich dann weiter für verschiedene Werthe von a', t_2 und a die in der folgenden Tabelle enthaltenen Werthe von h_2, $\frac{m_1}{m_2}$, t, $\frac{d'}{d_0}$ und A.

a'	t_2	a	h_2	$\frac{m_1}{m_2}$	t	$\frac{d'}{d_0}$	A
1	15	2	0·11	0·0323	34·7	1·17	37·2
1	15	4	0 31	0·0398	39·3	1·38	36·0
1	15	6	0·49	0·0454	42·8	1·54	35·2
1	15	8	0·66	0·0501	45·7	1·66	34·4
1	15	10	0·82	0·0543	48·3	1·77	33·8
1	30	2	0·09	0·0324	49·2	1·12	34·3
1	30	4	0·26	0·0400	53 9	1·33	33·1
1	30	6	0·41	0·0455	57·2	1·47	32·3
1	30	8	0·56	0·0[illegible]03	60·1	1·59	31·6
1	30	10	0·69	0·0545	62·6	1·70	30·9

a'	t_2	a	h_2	$\frac{m_1}{m_2}$	t	$\frac{d'}{d_0}$	A
1	45	2	0·08	0·0325	63·8	1·07	31·4
1	45	4	0·22	0·0401	68·3	1·27	30·2
1	45	6	0·34	0·0457	71·7	1·41	29·4
1	45	8	0·46	0·0505	74·5	1·52	28·7
1	45	10	0·57	0·0546	76·9	1·62	28·1
0·9	15	2	− 0·92	0·0318	34·4	1·18	37·3
0·9	15	4	− 0·72	0·0391	38·9	1·41	36·1
0·9	15	6	− 0·54	0·0447	42·4	1·58	35·3
0·9	15	8	− 0·37	0·0494	45·3	1·71	34·5
0·9	15	10	− 0·21	0·0534	47·8	1·82	33·9
0·8	15	2	− 1·96	0·0312	34·0	1·19	37·4
0·8	15	4	− 1·75	0·0385	38·6	1·46	36·2
0·8	15	6	− 1·57	0·0439	41·9	1·63	35·4
0·8	15	8	− 1·40	0·0486	44·8	1·77	34·7
0·8	15	10	− 1·23	0·0527	47·4	1·89	34·0

Die Werthe von $\frac{m_1}{m_2}$ und $\frac{d'}{d_0}$ in dieser Tabelle sind als Minimalwerthe zu betrachten. Lässt man mehr Dampf zuströmen, so tritt der Strahl mit grösserer Geschwindigkeit in das Druckrohr ein, als zur Ueberwindung des Gegendrucks nöthig ist; indem aber dann gleichzeitig die Condensation weniger schnell und vollkommen stattfindet, also γ_0 kleiner ausfällt, so ist eine erhebliche Steigerung der geförderten Wassermenge auf diese Weise nicht zu erreichen. Unnöthig viel Dampf zuzulassen, ist auch deshalb nicht zu empfehlen, weil damit die Wärmeverluste wachsen und weil der Apparat um so besser und sicherer arbeitet, je schneller und vollständiger der Dampf condensirt wird.

75.

Folgerungen.

Aus der Tabelle in Nr. 74, welche für den Fall der Kesselspeisung unter Verwendung von Dampf des zu speisenden Kessels selbst gilt, ergeben sich nachstehende Folgerungen:

1) Vermittelst desselben Apparates kann um so mehr Wasser in einen Kessel gefördert werden, je höher die Dampfspannung desselben ist, und zwar wächst diese Wassermenge in etwas geringerem Maasse, als die Quadratwurzel aus dem Ueberdruck des Dampfes im Kessel.

2) Mit steigender Temperatur t_2 des Wassers nimmt das Förderquantum ab.

3) Die Saughöhe ($-$ h_2) hat, so lange sie eine gewisse Grenze nicht überschreitet, nur ganz untergeordneten Einfluss auf die zu fördernde Wassermenge.

4) Wenn der Apparat für sehr verschiedene Dampfspannungen gleich gut soll verwendet werden können, so muss die Ausflussmündung des Dampfs regulirbar sein und um so weiter geöffnet werden, je höher die Dampfspannung ist.

5) In geringerem Grade ist auch die Dampfmündung um so weiter zu öffnen, je kälter das anzusaugende Wasser und je grösser die Saughöhe ist.

6) Die erforderliche Weite d' der Dampfmündung bei gegebener kleinster Weite d_0 des Druckrohrs ist also mit Rücksicht auf die grösste Dampfspannung, die kleinste Wassertemperatur und die grösste Saughöhe zu berechnen, für welche der Apparat benutzt werden soll.

76.

Grenzen der Wirksamkeit des Apparats.

Die Möglichkeit der Wirkung einer Dampfstrahlpumpe ist an die Bedingung gebunden, dass die Temperatur t_2 des zu fördernden Wassers und die Höhe $(-h_2)$, bis zu welcher dasselbe angesaugt werden soll, gewisse Grenzen nicht überschreiten.

Keinenfalls kann das Wasser kochend von der Ausmündung des Condensationsraums zur Einmündung in das Druckrohr übertreten, und muss also t kleiner sein, als die Temperatur gesättigten Wasserdampfs, dessen Druck $= p_0 =$ demjenigen Druck ist, welcher in dem Raum A (Fig. 3) herrscht. Thatsächlich hört aber die regelrechte und sichere Function des Apparats schon bei einer geringeren Temperatur t_0 des in das Druckrohr einfliessenden Wassers auf; derselben entspricht dann der höchstens zulässige Werth von t_2:

$$\max.\ t_2 = t_0 - \frac{m_1}{m_2}(W_1 - t_0) \text{ mit } W_1 = 606{\cdot}5 + 0{\cdot}305\, t_1$$

Dabei kann $\frac{m_1}{m_2}$ ohne wesentlichen Fehler als unabhängig von t_2 betrachtet werden (siehe die Tabelle in Nr. 74). Unter den Voraussetzungen von Nr. 74 findet man z. B. mit $t_0 = 80^0$

für a' = 1 und a =	2	4	6	8	10 Atm.
max. t_2 =	61·7	57·1	53·7	50·8	48·3

Unter übrigens gleichen Umständen kann also der Injector um so wärmeres Wasser fördern, je kleiner die Dampfspannung und der zu überwindende Gegendruck ist. Sofern übrigens die bei dieser Rechnung gemäss der Tabelle in Nr. 74 benutzten Werthe von $\frac{m_1}{m_2}$ als Minimalwerthe zu betrachten sind, müssen die Temperaturen t_2 noch kleiner sein, wenn mehr Dampf, als nöthig ist, zugelassen wird.

Auch muss die Temperatur t_2 kleiner sein, als die Siedetemperatur des Wassers unter dem Drucke p' im Condensationsraum, welcher selbst um so kleiner ist, je grösser die Saughöhe. Umgekehrt muss die Saughöhe so klein sein, dass der entsprechende Druck p' grösser ist, als der Druck gesättigten Wasserdampfs von der Temperatur t_2; ist Letzterer $= a_2$ Atm., so ergiebt sich die Bedingung:

$$-h_2 < 10{\cdot}33\,(1 - a_2) - (1 + \zeta_2)\frac{u_2^2}{2g}$$

Erfahrungsmässig wird aber schon bei erheblich kleinerer Saughöhe die Wirkung unsicher der Art, dass z. B. Wasser von ungefähr $t_2 = 15^0$ im Falle:

$$p_1 = p + \gamma h = 10333\ a$$

vorausgesetzt, dass ζ_2 und u_2 nicht übermässig gross sind,

für $a = 2 - 6$ Atm.

höchstens auf eine Höhe: $-h_2 = 3 - 5$ Mtr.

gesaugt werden kann, wachsend mit a.

Von dieser zulässigen Saughöhe während des Ganges ist diejenige Höhe zu unterscheiden, bis zu welcher das Wasser bei der Ingangsetzung des Apparats angesaugt werden kann; Letztere ist kleiner und in höherem Grade, als jene, von der Dampfspannung $p_1 = 10333\ a_1$ abhängig, auch *nur* von dieser, indem der später zu überwindende Gegendruck bei dem Ansaugen des Wassers in den Condensationsraum des Apparats noch nicht in Betracht kommt. Unter Voraussetzung einer durch allmählige Regulirung zu erzielenden vortheilhaftesten Grösse der Dampfmündung F_1 kann man setzen:

$$\max.\ (-h_2) = 10{\cdot}33\ (1 - a')$$

wenn $a' > a_2$ ist und gemäss der folgenden Gleichung bestimmt wird:

$$\frac{a'}{a_1} + m \left(\frac{a'}{a_1}\right)^{\frac{1}{n}} \left[1 - \left(\frac{a'}{a_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right] = \frac{1}{a_1}$$

Darin kann $n = \frac{9}{8}$ gesetzt, der Coefficient m aber nur durch Versuche bestimmt werden. Setzt man insbesondere im Mittel aus verschiedenen Angaben für $a_1 = 4$ Atm. Dampfspannung die grösstmögliche Saughöhe beim Anlassen des Apparats ungefähr $= 2{\cdot}5$ Mtr., so kann $m = 1{\cdot}6$ gesetzt werden, und man findet damit für verschiedene Werthe von $\frac{a'}{a_1}$ die folgenden Werthe von:

$$F\left(\frac{a'}{a_1}\right) = \frac{a'}{a_1} + 1{\cdot}6 \left(\frac{a'}{a_1}\right)^{\frac{8}{9}} \left[1 - \left(\frac{a'}{a_1}\right)^{\frac{1}{9}}\right]$$

$\frac{a'}{a_1} =$	0·9	0·8	0·7	0·6	0·5	0·45	0·4	0·35
$F\left(\frac{a'}{a_1}\right) =$	0·9169	0·8321	0·7452	0·6561	0·5640	0·5168	0·4686	0·4193
$\frac{a'}{a_1} =$	0·3	0·25	0·2	0·15	0·12	0·1	0·08	0·06
$F\left(\frac{a'}{a_1}\right) =$	0·3687	0·3166	0·2627	0·2063	0·1710	0·1467	0·1215	0·0952

Hiernach ist z. B. für $a_1 =$	2	4	6	8 Atm.
$\max.\ (-h_2) =$	1·39	2·53	3·11	3·49 Mtr.

Man erkennt daraus in Uebereinstimmung mit der Erfahrung, dass bei der Ingangsetzung des Injectors das Wasser um so höher angesaugt werden kann, je grösser die Dampfspannung ist.

Das Wasser würde höher angesaugt werden können, wenn sich eine Einrichtung treffen liesse, vermöge welcher bei der Ingangsetzung zunächst die Einmündung des Druckrohrs von der Ausmündung des Condensationsraums weiter entfernt gehalten wird, bis aus Letzterer das Wasser mit auszufliessen anfängt; auch ist es in dieser Hinsicht vortheilhaft, das Ansatzrohr B des Raumes A (Fig. 3) möglichst weit zu machen.

C. Calorische Kraftmaschinen.

77.

Allgemeines Princip und Uebersicht verschiedener Arten calorischer Maschinen.

Das allgemeine Princip, welches einer calorischen Kraftmaschine zu Grunde liegt, besteht darin, dass man eine Flüssigkeit einen Kreisprocess (Nr. 14) der Art wiederholt durchlaufen lässt, dass ihr dabei mehr Wärme zugeführt, als entzogen, und die überschüssig zugeführte Wärme als äussere Arbeit gewonnen wird. Die vermittelnde Flüssigkeit heisse die *Arbeitsflüssigkeit* der Maschine. Von der lebendigen Kraft, welche der äusseren Bewegung dieser Flüssigkeit bei ihrer Zustandsänderung in der Maschine entspricht, darf dabei im Allgemeinen abstrahirt, somit die Letztere als eine sogen. umkehrbare Zustandsänderung (Nr. 8) betrachtet werden.

Zur Erzielung einer grossen Arbeit ist eine grosse Volumänderung der Arbeitsflüssigkeit nöthig; diese ist deshalb entweder beständig luftförmig flüssig, oder es erstreckt sich ihre Zustandsänderung auf den Uebergang von dem Zustande tropfbarer in den Zustand luftförmiger Flüssigkeit und umgekehrt.

Unter einer *geschlossenen calorischen Maschine* soll eine solche verstanden werden, bei welcher (abgesehen von dem Ersatz für Verluste wegen unvollkommener Dichtungen) die Arbeitsflüssigkeit stets dieselbe bleibt und wiederholten Kreisläufen von Zustandsänderungen unterworfen ist; bei einer *offenen calorischen Maschine* entweicht dagegen die Arbeitsflüssigkeit periodisch ins Freie und muss durch neue Flüssigkeit ersetzt werden. Wenn auch im letzteren Falle der Endzustand, in welchem die Flüssigkeit die Maschine verlässt, von dem Anfangszustande verschieden zu sein pflegt, in welchem sie eingetreten war, somit ihre Zustandsänderung nicht wirklich ein Kreisprocess ist, so kann man sich doch dieselbe ohne Aenderung der im Ganzen gewonnenen Arbeit zu einem Kreisprocess vervollständigt denken, indem man annimmt, dass unter entsprechender Zuführung oder Entziehung von Wärme die aus der Maschine entweichende Flüssigkeit zuerst bei constantem Volumen auf den Druck $= 0$ gebracht, dann bei constantem Druck $= 0$ in das anfängliche Volumen und schliesslich bei constantem Volumen in den anfänglichen Druck zurückversetzt werde.

Eine offene calorische Maschine kann eine *offene oder geschlossene Feuerung* haben, d. h. es können die gasförmigen Verbrennungsproducte der Feuerung entweder offen ins Freie entweichen, indem sie durch eine als Heizfläche wirkende Scheidewand von der Arbeitsflüssigkeit getrennt bleiben, oder sie können durch Mischung mit der Arbeitsflüssigkeit die Wärme an diese übertragen und mit derselben gemischt in der Maschine Arbeit verrichtend wirken, so dass dann die Verbrennungsgase als Bestandtheil der Arbeitsflüssigkeit zu betrachten sind. Eine geschlossene calorische Maschine hat nothwendig stets eine offene Feuerung.

Zu technischen Zwecken im Grossen kommen nur Wasser und atmosphärische Luft als Arbeitsflüssigkeiten resp. als Hauptbestandtheile derselben in Betracht, und es sind demnach *Dampfmaschinen* und *Luftmaschinen* zu unterscheiden.

Die Dampfmaschine benutzt die Aenderung des Aggregatzustandes behufs einer bedeutenden Volumänderung und dadurch bedingten äusseren Arbeit. Sie hat stets eine offene Feuerung, kann übrigens eine offene oder geschlossene Maschine sein, Letzteres, wenn sie mit Condensation versehen ist und das im Condensator gewonnene Wasser zur Kesselspeisung wieder benutzt wird.

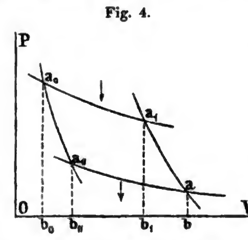
Bei der Luftmaschine finden sich alle erwähnten Unterschiede vertreten. Ein besonderer Fall ist die *Gasmaschine*; sie ist eine offene Luftmaschine mit geschlossener Feuerung, indem der Verbrennungsraum des Brennstoffs, hier des Leuchtgases, in das Innere des Maschinencylinders selbst verlegt ist und das Product dieser Verbrennung mit der überschüssigen Luft gemischt treibend auf den Kolben wirkt, dann aber ins Freie entweicht.

78.

Absoluter Effect, Nutzeffect und Wirkungsgrad einer calorischen Maschine.

Wenn (analog den gegebenen Höhenlagen des Ober- und des Unterwasserspiegels bei einer hydraulischen Kraftmaschine) bei einer calorischen Maschine die grösste und die kleinste Temperatur der Arbeitsflüssigkeit in der Maschine als gegeben betrachtet werden, so erhält man durch einen Kreisprocess die grösstmögliche äussere Arbeit, wenn die Wärmezuführung bei constanter Maximaltemperatur und die Wärmeentziehung bei constanter Minimaltemperatur stattfindet, wenn also die Zustandscurve (Nr. 2) des Kreisprocesses aus zwei isothermischen Curven besteht, welche durch zwei adiabatische Curven (Nr. 11) verbunden sind.

Fig. 4.



Durch Fig. 4 wird ein solcher idealer Kreisprocess versinnlicht. Im Sinne $a_0\, a_1\, a\, a_2\, a$ findet die Zustandsänderung statt, und die dabei gewonnene Arbeit wird durch die Fläche dargestellt, welche von dieser viertheiligen geschlossenen Curve umgrenzt wird. Ist

T_1 die absolute Maximaltemperatur,

T_2 die absolute Minimaltemperatur,

so ist $a_0\, a_1$ ein Stück der isothermischen Curve $T = T_1$, längs welcher die Zuführung von Wärme, $a\, a_2$ ein Stück der isothermischen Curve $T = T_2$, längs welcher die Entziehung von Wärme stattfindet; $a_1\, a$ und $a_2\, a_0$ sind adiabatische Curven. Ist ferner:

Q die pro Secunde der Arbeitsflüssigkeit zugeführte Wärmemenge,

A der Wärmewerth der Arbeitseinheit,

so ist der *absolute Effect* der calorischen Maschine, d. h. die Arbeit, welche abgesehen von allen Verlusten pro Secunde gewonnen würde, wenn bei gegebenen Grenztemperaturen der Kreisprocess genau nach dem obigen Gesetze stattfände:

$$E_0 = \frac{Q}{A}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) = \frac{Q}{A\,T_1}\,(T_1 - T_2)$$

Er kann aufgefasst werden als die Arbeit, welche dem Niedersinken des Wärmegewichts (Nr. 15) $= \frac{Q}{A\,T_1}$ von dem Wärmegefälle $= T_1 - T_2$ entspricht, analog dem absoluten Effect einer hydraulischen Kraftmaschine $=$ der Arbeit der Schwere des Aufschlagwassers beim Niedersinken von einer Höhe gleich dem disponiblen Gefälle.

Der *Nutzeffect* E ist $< E_0$

1) wegen der Wärmeverluste, welche theils durch Wärmeleitung und Strahlung der festen Wände, theils durch Verluste an Arbeitsflüssigkeit in Folge unvollkommener Dichtungen verursacht werden,
2) wegen der Abweichung des wirklichen Gesetzes der Zustandsänderung von dem idealen Kreisprocesse,
3) wegen der Arbeitsverluste durch Reibung und Nebenwiderstände überhaupt.

Diesen drei Umständen entsprechend kann auch der Wirkungsgrad in drei Factoren zerlegt, nämlich:

$$\eta_0 = \frac{E}{E_0} = (1 - w)\, \eta_s\, \eta_i$$

gesetzt werden. Dabei bedeutet:

w den *verhältnissmässigen Wärmeverlust*, also $(1 - w)\, Q$ denjenigen Theil der zugeführten Wärme Q, welcher nach Abzug des Verlustes zur Wirkung in der Maschine gelangt,

η_s den *Wirkungsgrad des Systems der Maschine* gleich dem Verhältniss der Arbeit, welche der wirklichen Zustandsänderung der Arbeitsflüssigkeit entspricht, zu derjenigen Arbeit, welche bei denselben Grenztemperaturen dem idealen Kreisprocesse entsprechen würde,

η_i den *indicirten Wirkungsgrad* gleich dem Verhältniss der (durch ein Bremsdynamometer zu ermittelnden) Nutzarbeit zu der (durch den Indicator zu ermittelnden) sogenannten indicirten Arbeit, welche der Zustandsänderung der Arbeitsflüssigkeit in der Maschine entspricht.

Nur mit Rücksicht auf den obigen Wirkungsgrad η_0, welcher deshalb der *mechanische Wirkungsgrad* der calorischen Maschine heissen mag, lässt sich gerechter Weise ihr Vollkommenheitsgrad mit demjenigen einer hydraulischen Kraftmaschine vergleichen. Sofern aber der Preis des zum Betrieb der calorischen Maschine aufzuwendenden Brennstoffes durch seinen vollen Heizwerth bedingt ist, muss die Vergleichung verschiedener calorischer Maschinen unter sich in Betreff ihres wirthschaftlichen Werthes mit Rücksicht auf ihren *wirthschaftlichen Wirkungsgrad* geschehen, d. h. mit Rücksicht auf das Verhältniss des Nutzeffects zu dem Arbeitsäquivalent des vollen Heizwerthes des pro Secunde aufgewendeten Brennstoffs. Dieser wirthschaftliche Wirkungsgrad η hat ausser dem mechanischen Wirkungsgrad η_0 im Allgemeinen noch drei andere Factoren, so dass er im Ganzen aus 6 Factoren besteht:

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) \eta_0 = \eta_1 \eta_2 \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) (1 - w)\, \eta_s\, \eta_i$$

Darin bedeutet:

η_1 den *Wirkungsgrad der Feuerung*, d. h. das Verhältniss der in der Feuerung pro Secunde nutzbar entwickelten (theils an die Heizgase übergehenden, theils event. der Heizfläche direct zugestrahlten) Wärme W zu dem Heizwerth des gleichzeitig verbrauchten Brennstoffs,

η_2 den *Wirkungsgrad der Heizfläche*, d. h. das Verhältniss der pro Secunde an die Arbeitsflüssigkeit abgegebenen Wärme Q zu jener Wärmemenge W,

$1 - \frac{T_2}{T_1}$ das Verhältniss des absoluten Effects E_0 zu dem Arbeitswerth der Wärme Q.

Hat die Maschine eine geschlossene Feuerung (Nr. 77), so fehlt die Heizfläche und ist $\eta_2 = 1$.

Zur vollständigen Beurtheilung des technischen und wirthschaftlichen Werthes einer calorischen Maschine zu einem gewissen Zweck kommen ausser dem Wirkungsgrad η noch manche andere Umstände in Betracht, insbesondere der Anschaffungspreis im Verhältniss zum Preis des Brennstoffs, die Unterhaltungskosten bezüglich auf den Verbrauch an Schmiere, die Kosten der Bedienung, die Dauerhaftigkeit und die Sicherheit der gleichmässigen Wirkung im Betriebe, die mehr oder weniger grosse Gefährlichkeit und sonstige Unannehmlichkeit des Betriebes und die dadurch bedingten Beschränkungen der Anlage, der Verlust an Zeit und Brennstoff in Folge des Anlassens und Abstellens der Maschine bei häufig unterbrochenem Betriebe. Insoweit diese Umstände überhaupt durch Zahlen ausgedrückt werden können, ist diejenige Maschine die beste, für welche die Summe aus den jährlichen Betriebs- und Unterhaltungskosten (im weitesten Sinne des Worts), sowie aus den Zinsen und der Amortisationsquote der Herstellungskosten ein Minimum ist.

1. Dampfmaschinen.

a. Doppeltwirkende Dampfmaschine mit einem Cylinder.

79.

Bezeichnungen.

Unter der Voraussetzung, dass alle Längen in Metern, Flächen in Quadratmetern, Dampfspannungen in Atmosphären ausgedrückt sind, sei:

- d der Durchmesser des Cylinders im Lichten,
- F die wirksame Kolbenfläche, welche, jenachdem die Kolbenstange durch beide oder nur durch einen Cylinderdeckel hindurch geht, um den ganzen oder halben Querschnitt der Kolbenstange kleiner als $\frac{\pi d^2}{4}$ zu setzen ist,
- s der Kolbenschub,
- esF der schädliche Raum, bestehend aus dem Raum zwischen Kolben und Cylinderdeckel zu Anfang oder Ende eines Schubes und aus dem Raum des betreffenden Dampfcanals,
- $s_1 = e_1 s$ der Kolbenweg bis zu Ende der Einströmung, also Beginn der Expansion des Hinterdampfs (e_1 der sogenannte Füllungsgrad),
- $s_2 = e_2 s$ der Kolbenweg bis zu Ende der Ausströmung, also Beginn der Compression des Vorderdampfs,
- $s_3 = e_3 s$ der Kolbenweg bis zu Ende der Expansion, also Beginn der Ausströmung des Hinterdampfs,
- $s_4 = e_4 s$ der Kolbenweg bis zu Ende der Compression des Vorderdampfs, also Beginn der Einströmung des frischen Kesseldampfs vor dem Kolben,
- $\varepsilon_1 = \frac{e + e_1}{e + e_3}$ der Expansionsgrad des Hinterdampfs,
- $\varepsilon_2 = \frac{1 + e - e_2}{1 + e - e_4}$ der Compressionsgrad des Vorderdampfs,
- $a = 10333$ der normale Atmosphärendruck in Kilogr. pro Quadratmtr.,
- p_1 die mittlere Hinterdampfspannung während der Einströmung auf dem Wege s_1,
- p_2 die mittlere Vorderdampfspannung während der Ausströmung auf dem Wege s_2,

$\beta_1 p_1$ die Hinterdampfspannung zu Ende der Einströmung,
$\beta_2 p_2$ die Vorderdampfspannung zu Ende der Ausströmung,
p_3 die mittlere Hinterdampfspannung während der Ausströmung auf dem Wege $s - s_3$ zu Ende des Schubes,
p_4 die mittlere Vorderdampfspannung während der Einströmung frischen Kesseldampfs auf dem Wege $s - s_4$ zu Ende des Schubes,
$L_i = F s a p_i$ die indicirte Arbeit pro Kolbenschub, welche der (durch den Indicator angezeigten) mittleren Spannungsdifferenz $= p_i$ Atm. auf beiden Seiten des Kolbens entspricht,
$L_m = F s a p_m$ die Arbeit der leer gehenden Maschine pro Kolbenschub, welche durch die der Maschine an und für sich eigenthümlichen Widerstände, durch die Pumpen und andere Hülfsvorrichtungen verbraucht wird,
$L_n = F s a p_n = \frac{L_i - L_m}{1 + \mu}$ die Nutzarbeit pro Kolbenschub,
$p_n = \frac{p_i - p_m}{1 + \mu}$ Atm. die entsprechende mittlere Nutzspannung, unter
μ (= 0·12 bis 0·14) den Coefficienten der zusätzlichen Reibung, nämlich unter μL_n die Arbeit der Reibung verstanden, welche pro Kolbenschub in Folge grösserer Anstrengung der arbeitenden im Vergleich mit der leer gehenden Maschine hinzukommt,
u die Anzahl der Doppelschübe des Kolbens oder der Kurbelumdrehungen pro Minute,
$c = \frac{s u}{30}$ die mittlere Kolbengeschwindigkeit,
$N_i = \frac{u L_i}{75 . 30} = \frac{F c a p_i}{75}$ die indicirte Pferdestärke,
$N_n = \frac{u L_n}{75 . 30} = \frac{F c a p_n}{75}$ die Nutzpferdestärke,
$\eta_i = \frac{L_n}{L_i} = \frac{N_n}{N_i} = \frac{p_n}{p_i}$ der indicirte Wirkungsgrad,
D der Dampfverbrauch in Kilogr. pro Stunde,
t die Temperatur, p die Dampfspannung im Kessel,
t_0 die Temperatur des Speisewassers,
$W = 606·5 + 0·305\, t - t_0$ die erforderliche Wärme zur Verdampfung von 1 Kilogr. Wasser im Kessel,
η_1 der Wirkungsgrad der Feuerung,
η_2 der Wirkungsgrad der Heizfläche des Kessels,
$\eta_3 = \frac{3600 . 75 N_n}{424 W D}$ das Verhältniss der gewonnenen Nutzarbeit zum Arbeitswerth der Wärme, welche der Arbeitsflüssigkeit (dem Kesselwasser) zugeführt wird,
$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3$ der resultirende wirthschaftliche Wirkungsgrad.

Der Factor η_3 hat nach Nr. 78 auch die Bedeutung:

$$\eta_3 = \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)(1 - w)\, \eta_s\, \eta_i$$

80.

Allgemeiner Ausdruck für die mittlere Spannungsdifferenz p_i *des Dampfs zu beiden Seiten des Kolbens.*

Wenn man annimmt, dass die Zustandsänderung des Dampfes hinter dem

Kolben bei seiner Expansion während des Kolbenweges $s_2 - s_1$ dem Gesetze:

$$p\,v^{n_1} = \text{Const.}$$

und die Zustandsänderung des Dampfes von dem Kolben bei seiner Compression während des Kolbenweges $s_4 - s_2$ dem Gesetze:

$$p\,v^{n_2} = \text{Const.}$$

folgt, unter p die Spannung, v das specifische Volumen des Dampfs in irgend einem Augenblicke und unter n_1 und n_2 Constante verstanden, so ist:

$$p_i = (e_1 + \lambda_1)\,p_1 + (1 - e_3)\,p_3 - (e_2 + \lambda_2)\,p_2 - (1 - e_4)\,p_4$$

$$\text{mit } \lambda_1 = \beta_1\,(e + e_1)\,\frac{1 - \varepsilon_1^{\,n_1 - 1}}{n_1 - 1}; \quad \lambda_2 = \beta_2\,(1 + e - e_2)\,\frac{\varepsilon_2^{\,n_2 - 1} - 1}{n_2 - 1}$$

Der Druck p_3 ist $< e_1 p_i$ und $> p_2$, so dass allgemein:

$$p_3 = \lambda\,e_1\,p_1 + (1 - \lambda)\,p_2$$

gesetzt werden kann, unter λ einen Bruch < 1 verstanden, welcher um so grösser ist, je kleiner die mittlere Grösse der Oeffnung ist, durch welche der Hinterdampf während des Kolbenweges $s - s_3$ ausströmt, und je grösser dabei der Austrittswiderstand sowie die Kolbengeschwindigkeit ist.

Der Kolbenweg $s - s_4$ ist immer so klein, dass $p_4 = p_1$ gesetzt werden darf.

Durch diese Substitutionen für p_3 und p_4 erhält man:

$$p_i = f_1\,p_1 - f_2\,p_2$$

$$\text{mit } f_1 = e_1 + \lambda_1 + \lambda\,e_1\,(1 - e_3) - (1 - e_4)$$

$$f_2 = e_2 + \lambda_2 - (1 - \lambda)\,(1 - e_3)$$

Ueber die in diesen Gleichungen vorkommenden Buchstabengrössen ist im Allgemeinen Folgendes zu bemerken.

Der Coefficient e des schädlichen Raums ist in der Regel $= 0{\cdot}05$ zu setzen, wenn die Dampfcanäle die halbe Länge des Cylinders haben, dagegen $= 0{\cdot}02$, wenn (wie z. B. bei der Corliss-Maschine) die Länge dieser Canäle auf ein Minimum reducirt ist und somit der schädliche Raum fast nur aus dem Raum zwischen dem Cylinderdeckel und dem Kolben zu Anfang oder zu Ende seines Hubes besteht. In dem Ausdruck von λ_1 ist jedoch e etwas grösser, etwa 1·5 Mal so gross zu setzen, um dadurch dem Nachströmen von Dampf in den hinteren Cylinderraum während der Expansion wegen unvollkommen dichten Schlusses des Expansionsschiebers oder Expansionsventils Rechnung zu tragen.

Die Constante n_1 kann $= 1{\cdot}125$ gesetzt werden, wenn der Dampf unmittelbar dem Kessel entnommen wird. Wird er vor dem Einströmen in den Cylinder durch Wärmezuführung getrocknet oder gar überhitzt, so wird n_1 grösser bis $= 1{\cdot}333$ (Nr. 42) im Falle so bedeutender Ueberhitzung, dass auch zu Ende der Expansion der Dampf noch trocken ist.

n_2 darf immer $= 1{\cdot}15$ gesetzt werden.

Der Coefficient β_1 ist $= 0{\cdot}95$ resp. $= 1$ zu setzen, jenachdem der Abschluss des hinter dem Kolben einströmenden Dampfs allmählig (durch schleichende Excenterbewegung) oder plötzlich (wie bei der Corliss-Maschine) erfolgt. Dabei ist vorausgesetzt, dass der Hinterdampfdruck nicht etwa schon während der Ein-

strömung bedeutend abnimmt, wie es bei grosser Kolbengeschwindigkeit und übermässig grossem Widerstande im Dampfzuführungsrohre der Fall sein kann, und wodurch dann auch β_1 kleiner wird.

β_2 kann im Allgemeinen $= 1{\cdot}05$ gesetzt werden; $\lambda = 0{\cdot}8$ bei allmähliger Oeffnung des Ausströmungscanals, kleiner bei plötzlicher Oeffnung desselben.

Das Verhältniss der mittleren Hinterdampfspannung p_1 im Cylinder während der Einströmung zur Kesselspannung p ist besonders von der Stellung der Dampfklappe, des Schiebers oder sonstigen Regulirungsmittels im Dampfrohr abhängig. Dieses Verhältniss $\frac{p_1}{p}$ muss unter normalen Umständen kleiner gehalten werden, wenn die Regulirung des Ganges der Maschine nur durch die Stellung jenes Regulirungsmittels im Dampfrohr erfolgt und wenn besondere Gründe für die Sicherung einer bedeutenden Reservekraft für eine aussergewöhnliche Vermehrung des Arbeitsbedarfs vorhanden sind (z. B. bei der Locomotive mit Rücksicht auf das Befahren von Steigungen), als wenn solche Umstände in geringerem Masse zu berücksichtigen sind und zudem die stetige Regulirung des Ganges durch Veränderung des Füllungsgrades $e_1 = \frac{s_1}{s}$, nämlich durch Verbindung des Schwungkugelregulators mit der Expansionsvorrichtung erfolgt. Im letzteren Falle ist es angemessen, unter normalen Umständen p_1 wenigstens $= 0{\cdot}8\,p$ zu erhalten.

Was endlich p_2 betrifft, so kann, unter

f den Querschnitt der Dampfcanäle, und event. unter

p″ den mittleren Druck im Condensator verstanden, gesetzt werden:

$$p_2 = 1 + \frac{1}{9000}\left(\frac{F}{f}\,c\right)^2 \text{ für eine Maschine ohne Condensation,}$$

$$p_2 = p'' + \frac{1}{18000}\left(\frac{F}{f}\,c\right)^2 \text{ für eine Condensationsmaschine.}$$

Die verhältnissmässigen Kolbenwege e_1, e_2, e_3 und e_4 bis zu Anfang und Ende der Ein- und Ausströmung des Dampfs sind von der Art und von den Verhältnissen der Steuerung abhängig.

81.

Werthe von p_1 für eine Maschine, bei welcher die Dampfvertheilung durch einen Schieber erfolgt, der durch ein Excentrik bewegt wird.

Es sei:

φ der Drehungswinkel der Kurbel, welche durch Kurbel- und Kolbenstange mit dem Kolben verbunden ist, vom todten Punkt, d. h. von dem Augenblicke an gerechnet, in welchem sich der Kolben zuletzt in seiner Endstellung befand,

x der von diesem Augenblicke an gerechnete Kolbenweg,

ξ die entsprechende Entfernung des Schiebers von seiner Mittelstellung, welche positiv oder negativ gesetzt wird, jenachdem die Abweichung von der Mittelstellung im Sinne der Kolbenbewegung oder im entgegengesetzten Sinne stattfindet,

ϱ die Excentricität des Schieberexcentriks,

α der Voreilungswinkel desselben.

Dann ist (streng genommen für eine unendlich lange Kurbel- und Excenterstange):

$$x = \frac{s}{2}(1 - \cos\varphi)$$

$$\xi = \varrho \sin(\alpha + \varphi)$$

Ist ferner:

a_1 die äussere Schieberdeckung,

a_2 die innere Schieberdeckung, also

$\varrho \sin\alpha - a_1$ das sogen. äussere Voreilen des Schiebers oder die Oeffnungsweite des Dampfeintrittscanals zu Anfang des Kolbenweges,

$\varrho \sin\alpha - a_2$ das innere Voreilen des Schiebers oder die Oeffnungsweite des Dampfaustrittscanals zu Anfang des Kolbenweges,

so ist mit $\sin\alpha_1 = \frac{a_1}{\varrho}$ und $\sin\alpha_2 = \frac{a_2}{\varrho}$:

$$e_1 = \frac{1 + \cos(\alpha + \alpha_1)}{2} \qquad e_3 = \frac{1 + \cos(\alpha - \alpha_2)}{2}$$

$$e_2 = \frac{1 + \cos(\alpha + \alpha_2)}{2} \qquad e_4 = \frac{1 + \cos(\alpha - \alpha_1)}{2}$$

Dieser Füllungsgrad e_1 ist als Maximalwerth zu betrachten, welcher beliebig verkleinert werden kann, wenn durch einen besonderen Expansionsschieber oder durch ein Expansionsventil eine frühere Absperrung des Dampfs bewirkt wird; die Werthe von e_2, e_3 und e_4 werden dadurch nicht verändert, sofern die Expansionsvorrichtung richtig angeordnet ist.

Setzt man im Durchschnitt:

$$a_1 = 0{\cdot}25\,\varrho, \quad \text{also } \alpha_1 = 14^\circ\,29'$$

$$a_2 = 0{\cdot}05\,\varrho, \quad \text{also } \alpha_2 = 2^\circ\,52'$$

$$\varrho \sin\alpha - a_1 = 0{\cdot}1\,\varrho, \quad \text{also } \alpha = 20^\circ\,29'$$

wodurch $\varrho \sin a - a_2 = 0{\cdot}3\,\varrho$ wird, so findet man:

$$\text{max. } e_1 = 0{\cdot}910;\quad e_2 = 0{\cdot}959;\quad e_3 = 0{\cdot}977;\quad e_4 = 0{\cdot}997.$$

Mit diesem Werthe von e_3 und mit:

$$e = 0{\cdot}07;\quad n_1 = 1{\cdot}125;\quad \beta_1 = 0{\cdot}95 \text{ (Nr. 80)}$$

ergeben sich die in der folgenden Tabelle enthaltenen Werthe von

$$\varepsilon_1 = \frac{e + e_1}{e + e_3} \text{ und } \lambda_1 = \beta_1 (e + e_1) \frac{1 - \varepsilon_1^{n_1 - 1}}{n_1 - 1}$$

Ferner ergiebt sich mit den obigen Werthen von e_2 und e_4 sowie mit:

$$e = 0{\cdot}05;\quad n_2 = 1{\cdot}15;\quad \beta_2 = 1{\cdot}05 \text{ (Nr. 80)}:$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1 + e - e_2}{1 + e - e_4} = 1{\cdot}717$$

$$\text{und } \lambda_2 = \beta_2 (1 + e - e_2) \frac{\varepsilon_2^{n_2 - 1} - 1}{n_2 - 1} = 0{\cdot}0538.$$

Hiermit und mit $\lambda = 0{\cdot}8$ sowie mit obigen Specialwerthen von e_2, e_3 und e_4 findet man endlich (Nr. 80):

$$p_i = f_1 p_1 - f_2 p_2 \text{ mit } \begin{cases} f_1 = 1{\cdot}0184\, e_1 + \lambda_1 - 0{\cdot}003 \\ f_2 = 1{\cdot}008 \end{cases}$$

Folgende Tabelle enthält die Werthe von ε_1, λ_1 und f_1, welche verschiedenen Füllungsgraden e_1 entsprechen. Zugleich sind die Werthe von $\beta_1 \varepsilon_1^{n_1}$ hinzugefügt, mit deren Hülfe die Hinterdampfspannung zu Ende der Expansion, welche näherungsweise $= e_1 p_1$ ist, genauer

$$= \beta_1 p_1 \varepsilon_1^{n_1}$$

berechnet werden kann.

e_1	ε_1	λ_1	f_1	$\beta_1 \varepsilon_1^{n_1}$	e_1	ε_1	λ_1	f_1	$\beta_1 \varepsilon_1^{n_1}$
0·1	0·1623	0·2627	0·3615	0·123	0·55	0·5920	0·2987	0·8558	0·527
0·15	0·2100	0·2963	0·4461	0·164	0·6	0·6398	0·2765	0·8845	0·575
0·2	0·2578	0·3199	0·5206	0·207	0·65	0·6875	0·2501	0·9091	0·623
0·25	0·3055	0·3351	0·5867	0·250	0·7	0·7353	0·2206	0·9305	0·672
0·3	0·3533	0·3428	0·6453	0·295	0·75	0·7830	0·1876	0·9481	0·721
0·35	0·4010	0·3444	0·6978	0·340	0·8	0·8308	0·1514	0·9631	0·771
0·4	0·4488	0·3404	0·7448	0·386	0·85	0·8785	0·1119	0·9745	0·821
0·45	0·4965	0·3312	0·7865	0·432	0·9	0·9263	0·0700	0·9836	0·872
0·5	0·5443	0·3171	0·8233	0·479	0·91	0·9358	0·0618	0·9855	0·882

Setzt man im Durchschnitt für eine Maschine ohne Condensation:

$$p_2 = 1{\cdot}1, \text{ entsprechend } \frac{F}{f}\, c = 30 \text{ (Nr. 80)}$$

und für eine Maschine mit Condensation:

$$p_2 = 0{\cdot}2, \text{ entsprechend } \frac{F}{f}\, c = 30 \text{ und } p'' = 0{\cdot}15 \text{ (Nr. 80)}$$

so ergeben sich die folgenden durchschnittlichen Werthe von p_i, welche verschiedenen Fällen in Betreff p_1 und e_1 entsprechen und wobei solche Fälle als unzulässig ausgeschlossen sind, in welchen $\beta_1 p_1 \varepsilon_1^{n_1} < p_2$ werden würde.

1) p_i für Maschinen ohne Condensation.

	$p_1 = 3$	$p_1 = 4$	$p_1 = 5$	$p_1 = 6$	$p_1 = 7$	$p_1 = 8$	$p_1 = 9$
$e_1 = 0{\cdot}1$	—	—	—	—	—	—	2·145
$e_1 = 0{\cdot}15$	—	—	—	—	2·014	2·460	2·906
$e_1 = 0{\cdot}2$	—	—	—	2·015	2·535	3·056	3·577
$e_1 = 0{\cdot}25$	—	—	1·825	2·411	2·998	3·585	4·171
$e_1 = 0{\cdot}3$	—	1·472	2·118	2·763	3·408	4·054	4·699
$e_1 = 0{\cdot}35$	—	1·682	2·380	3·078	3·776	4·474	5·171
$e_1 = 0{\cdot}4$	1·126	1·870	2·615	3·360	4·105	4·850	5·594
$e_1 = 0{\cdot}45$	1·251	2·037	2·824	3·610	4·397	5·183	5·970

	$p_i = 3$	$p_i = 4$	$p_i = 5$	$p_i = 6$	$p_i = 7$	$p_i = 8$	$p_i = 9$
$e_i = 0{\cdot}5$	1·361	2·184	3·008	3·831	4·654	5·478	6·301
$e_i = 0{\cdot}55$	1·459	2·314	3·170	4·026	4·882	5·738	6·593
$e_i = 0{\cdot}6$	1·545	2·429	3·314	4·198	5·083	5·967	6·852
$e_i = 0{\cdot}65$	1·618	2·528	3·437	4·346	5·255	6·164	7·073
$e_i = 0{\cdot}7$	1·683	2·613	3·544	4·474	5·405	6·335	7·266
$e_i = 0{\cdot}75$	1·736	2·685	3·633	4·582	5·530	6·478	7·427
$e_i = 0{\cdot}8$	1·780	2·744	3·707	4·670	5·633	6·596	7·559
$e_i = 0{\cdot}85$	1·815	2·789	3·764	4·738	5·713	6·687	7·662
$e_i = 0{\cdot}9$	1·842	2·826	3·809	4·793	5·776	6·760	7·744
$e_i = 0{\cdot}91$	1·848	2·833	3·819	4·804	5·790	6·775	7·761

2) p_i für Maschinen mit Condensation.

	$p_i = 1{\cdot}5$	$p_i = 2$	$p_i = 2{\cdot}5$	$p_i = 3$	$p_i = 4$	$p_i = 5$	$p_i = 6$
$e_i = 0{\cdot}1$	—	0·521	0·702	0·883	1·244	1·606	1·967
$e_i = 0{\cdot}15$	0·468	0·691	0·914	1·137	1·583	2·029	2·475
$e_i = 0{\cdot}2$	0·579	0·840	1·100	1·360	1·881	2·401	2·922
$e_i = 0{\cdot}25$	0·678	0·972	1·265	1·558	2·145	2·732	3·319
$e_i = 0{\cdot}3$	0·766	1·089	1·412	1·734	2·380	3·025	3·670
$e_i = 0{\cdot}35$	0·845	1·194	1·543	1·892	2·590	3·287	3·985
$e_i = 0{\cdot}4$	0·916	1·288	1·660	2·033	2·778	3·522	4·267
$e_i = 0{\cdot}45$	0·978	1·371	1·765	2·158	2·944	3·731	4·517
$e_i = 0{\cdot}5$	1·033	1·445	1·857	2·268	3·092	3·915	4·738
$e_i = 0{\cdot}55$	1·082	1·510	1·938	2·366	3·222	4·077	4·933
$e_i = 0{\cdot}6$	1·125	1·567	2·010	2·452	3·336	4·221	5·105
$e_i = 0{\cdot}65$	1·162	1·617	2·071	2·526	3·435	4·344	5·253
$e_i = 0{\cdot}7$	1·194	1·659	2·125	2·590	3·520	4·451	5·381
$e_i = 0{\cdot}75$	1·221	1·695	2·169	2·644	3·592	4·540	5·489
$e_i = 0{\cdot}8$	1·243	1·725	2·206	2·688	3·651	4·614	5·577
$e_i = 0{\cdot}85$	1·260	1·747	2·235	2·722	3·696	4·671	5·645
$e_i = 0{\cdot}9$	1·274	1·766	2·257	2·749	3·733	4·716	5·700
$e_i = 0{\cdot}91$	1·277	1·769	2·262	2·755	3·740	4·726	5·711

82.

Mittlere Spannungsdifferenz p_m, *welche der Arbeit der leer gehenden Maschine entspricht.*

Ausser den in Nr. 79 erklärten Bezeichnungen sei für Meter und Kilogramm als Einheiten:

G das Gewicht des Schwungrades sammt Welle,

d_i der Zapfendurchmesser resp. der Durchmesser des Wellenhalses der Schwungradwelle,

und für eine Condensationsmaschine:

h die Förderhöhe der Kaltwasserpumpe,

n D Kilogr. die stündlich zur Condensation des Dampfes verbrauchte Wassermenge.

Dann ist zu setzen:

$$p_m = 0{\cdot}00002 \frac{G d_1}{d^2 s} + \frac{0{\cdot}0227}{d} + p'_m$$

Der erste Summand entspricht der Reibung der Schwungradwelle in ihren Lagern, der zweite den übrigen Reibungen (des Kolbens, der Kolbenstange, der Schieber, des Kurbelmechanismus, des Excentriks etc.) und der Betriebsarbeit der Speisepumpe. Der dritte Summand, den Betriebsarbeiten der Kaltwasserpumpe und der Luftpumpe entsprechend, bezieht sich nur auf Condensationsmaschinen und kann gesetzt werden:

$$p'_m = 0{\cdot}00015\, n\, (h + 15) \frac{D}{120\, F\, s\, u}$$

insbesondere mit n = 20 (Nr. 84):

$$p'_m = (0{\cdot}003\, h + 0{\cdot}045) \frac{D}{120\, F\, s\, u}$$

D siehe Nr. 85. Ist

G_1 das Gewicht des Schwungrades (Nr. 83),

G_2 das Gewicht der Schwungradwelle,

so kann gesetzt werden:

$$G = 1{\cdot}3\, G_1 + G_2$$

83.

Schwungrad.

Es sei:

R der mittlere Halbmesser des Schwungringes,

$r = \frac{1}{2} s$ die Länge der Kurbel,

l die Länge der Kurbelstange,

$v = \frac{\pi}{2} c$ die mittlere, v' die grösste, v'' die kleinste Geschwindigkeit des Kurbelzapfens bei einer Umdrehung,

$\delta = \frac{v' - v''}{v}$ der Ungleichförmigkeitsgrad der Bewegung der Kurbelwelle,

$g = 9{\cdot}81$ die Beschleunigung der Schwere.

Dann ist, unter M die auf den Kurbelzapfen reducirte Masse des Schwungrades mit seiner Welle verstanden und unter der Voraussetzung, dass Letztere unmittelbar mit der Kurbel verbunden ist, das Gewicht des Schwungringes:

$$G_1 = 0{\cdot}9 \left(\frac{r}{R}\right)^2 Mg; \quad M = f \frac{L_1}{\delta v^2}$$

$$f = 0{\cdot}2105 \left[1 + 0{\cdot}96 \frac{r}{l} + 0{\cdot}81 \left(\frac{r}{l}\right)^2\right] + \frac{1 - e_1}{\left(6{\cdot}4 + 23 \frac{p_2}{p_1}\right) e_1 + 8{\cdot}3 - 31 \frac{p_2}{p_1}}$$

Werthe von f für $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$ und für verschiedene Werthe von $\frac{p_2}{p_1}$ und e_1 (dort mit $\frac{1}{x}$ bezeichnet): siehe die Anmerkung zu Nr. 289 des Hauptwerks. Wenn $\frac{r}{l} \lesseqgtr \frac{1}{5}$ ist, so hat man zu den dort angeführten Werthen von f

für $\frac{r}{l}$ =	0·14	0·16	0·18	0·20	0·22	0·24
hinzuzufügen:	— 0·016	— 0·011	— 0·006	0·000	0·005	0·011

Für eine *Zwillingsmaschine* mit rechtwinkelig versetzten Kurbeln der beiden Einzelmaschinen, d. h. wenn die Kurbelstangen der Letzteren die gemeinschaftliche Kurbel- oder Schwungradwelle so angreifen, dass nach je ¼ Umdrehung dieser Welle abwechslungsweise die Kurbel der einen und der anderen Maschine durch einen todten Punkt geht, hat man, wenn L_i die indicirte Arbeit jeder einzelnen Maschine und f den obigen Coefficienten bedeutet:

$$G_1 = 0{\cdot}9 \left(\frac{r}{R}\right)^2 Mg; \quad M = f_1 \frac{2 L_i}{\delta v^2}$$

$$\frac{f_1}{f} = \frac{0{\cdot}1 + 1{\cdot}188 \frac{r}{l}}{1 + 0{\cdot}96 \frac{r}{l} + 0{\cdot}81 \left(\frac{r}{l}\right)^2} - 0{\cdot}1 \, (1 - e_1) \frac{p_2}{p_1}$$

Das von $\frac{r}{l}$ abhängige erste Glied dieses Ausdrucks von $\frac{f_1}{f}$ ist

=	0·232	0·247	0·262	0·276	0·289	0·302
für $\frac{r}{l}$ =	0·14	0·16	0·18	0·20	0·22	0·24

Das zweite Glied ist höchstens = 0·025, sofern $\frac{p_2}{p_1} \lesseqgtr e_1$ ist.

84.

Condensator und zugehörige Pumpen.

Es sei:

t' die mittlere Temperatur im Condensator,

p' der entsprechende Druck gesättigten Wasserdampfs,

p'' der mittlere Gesammtdruck im Condensator, also p'' — p' der Druck der in demselben enthaltenen Luft,

n D Kilogr. die stündlich zur Condensation des abgehenden Dampfs verbrauchte Menge Kühlwasser,

t_1 die Temperatur dieses Wassers,

C das Volumen des Condensators.

Jenachdem die Kaltwasserpumpe resp. Warmwasserpumpe (Luftpumpe) einfach oder doppelt wirkend ist, sei:

V_1 das halbe oder ganze Volumen, welches vom Kolben der Kaltwasserpumpe,

V_2 das halbe oder ganze Volumen, welches vom Kolben der Warmwasserpumpe während eines einfachen Kolbenschubes der Maschine durchlaufen wird.

Dann ist zu setzen:

$$n = \frac{600 - t'}{t' - t_1}$$

$$p'' = p' + \frac{0{\cdot}0875}{\frac{V_2}{V_1} - 1{\cdot}17} + 0{\cdot}02 \text{ Atm.}$$

$$C = \frac{F\,s}{4} \text{ bis } \frac{F\,s}{3}; \quad V_1 = \frac{n\,D}{108000\,u} \text{ Cubikmtr.}$$

D siehe Nr. 85.

Setzt man im Durchschnitt:

$\frac{V_2}{V_1} = 4$ bis $4{\cdot}5$, $p' = 0{\cdot}1$ Atm., entsprechend $t' = 46^0$, so wird: $p'' = 0{\cdot}15$ Atm., und $n = 20$ ist dann genügend für $t_1 = 18^0$. Ist die Temperatur des Kühlwassers kleiner, so wird mit $n = 20$ auch p', folglich p'' kleiner; bei einer zu entwerfenden Maschine ist es jedoch angemessen, p'' nicht $< 0{\cdot}15$ Atm. vorauszusetzen, um auch für ungünstige Fälle gesichert zu sein.

Die Kaltwasserpumpe ist unter Umständen entbehrlich, indem bei mässigen Saughöhen der Condensator selbstthätig das Kühlwasser ansaugen kann. —

Obige Formeln beziehen sich auf den gewöhnlichen Fall, dass das Kühlwasser in das Innere des Condensators eingeführt wird. Für einen *Oberflächen-Condensator* sei dagegen:

O Quadratmtr. die Grösse der Oberfläche, an welcher das Kühlwasser entlang fliesst,

$t_2 - t_1$ die Temperaturerhöhung, welche es dabei erfährt,

k der Wärmeüberführungscoefficient der Wand des Condensators, d. h. die Wärmemenge, welche stündlich durch 1 Quadratmtr. derselben für jeden Grad der Temparaturdifferenz hindurchdringt, welche beiderseits von der Wand stattfindet.

Dann ist:

$$n = \frac{600 - t'}{t_2 - t_1}; \quad O = \frac{n}{k} \ln \frac{t' - t_1}{t' - t_2} D$$

$$p'' = p' + 0{\cdot}02; \quad V_1 = \frac{n\,D}{108000\,u}.$$

Die Warmwasserpumpe kann wesentlich kleinere Dimensionen erhalten, als bei dem Einspritzcondensator; sie braucht nur so viel grösser zu sein, als die Speisepumpe, als erforderlich ist, um Luft, welche durch undichte Stellen in den Condensator eingedrungen sein kann, zugleich mit dem Condensationswasser zu entfernen.

85.

Dampf- und Brennstoff-Verbrauch.

Die Dampfmenge = D Kilogr., welche die Maschine stündlich verbraucht, kann im Durchschnitt nach folgender Formel berechnet werden:

$$D = 120\,F\,s\,u\left[(e + e_i)\,\gamma_1 - e\,\gamma_2\right] + 450\,d\,\sqrt{p_i}$$

Darin bedeutet γ_1 das Gewicht in Kilogr. von 1 Cubikmtr. Dampf von der Spannung p_1 Atm., welches für gesättigten Dampf der Tabelle in Nr. 32 zu entnehmen, für überhitzten Dampf nach Nr. 39 zu berechnen ist.

Für Maschinen ohne Condensation ist $\gamma_2 = 1{\cdot}32$

" " mit " " $\gamma_2 = 0{\cdot}264$ zu setzen.

Der zweite Summand in dem Ausdruck von D entspricht den Dampf- und Wärmeverlusten sowie dem etwaigen Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes nach Versuchen von *Völckers* für einen mittelguten Zustand der Maschine; p_i siehe Nr. 81.

Mit Rücksicht darauf, dass in dem obigen Ausdruck von D auch solche Wärmeverluste berücksichtigt sind, welche nicht durch eigentliche Dampfverluste verursacht werden, ist die stündlich aufzuwendende Brennstoffmenge:

$$B = \frac{W\,D}{\eta_1\,\eta_2\,K} \text{ Kilogr.}$$

Darin bedeutet K den Heizwerth des Brennstoffs, d. h. die Wärmemenge, welche bei vollkommener Verbrennung von 1 Kilogr. desselben entwickelt werden würde; W, η_1 und η_2 siehe Nr. 79.

86.

Kosten einer Pferdestärke pro Stunde.

Es sei:

z die jährliche Arbeitszeit der Maschine in Stunden,

B die stündlich aufzuwendende Brennstoffmenge in Kilogr. (Nr. 85),

P der Preis von 1 Kilogr. Brennstoff,

P_1 der Anschaffungspreis der Maschine,

P_2 der Anschaffungspreis der zugehörigen Kessel,

P_3 der Herstellungspreis des Kesselgemäuers nebst zugehöriger Esse, sowie der Gebäude zur Aufnahme der Maschine und der Kessel,

$A + A_1\,z + A_2\,N_n$ der jährliche Aufwand für Wartung und Unterhaltung der Maschine und der Kessel, unter A, A_1 und A_2 Constante verstanden.

Rechnet man für Verzinsung und Amortisation des Anlagecapitals x Procent mit Rücksicht auf Maschine und Kessel, y Procent mit Rücksicht auf die Baukosten, so betragen die Kosten einer Pferdestärke pro Stunde:

$$\frac{A + A_1\,z + A_2\,N_n + z\,B\,P + \frac{x}{100}\,(P_1 + P_2) + \frac{y}{100}\,P_3}{z\,N_n}$$

Die Kosten sind um so kleiner:

1) je grösser z, d. h. je anhaltender der Betrieb ist;

2) je grösser N_n, d. h. je grösser die Maschine ist, so dass bei grösserem Arbeitsbedarf im Allgemeinen und bis zu einer gewissen praktischen Grenze eine grössere Maschine vortheilhafter ist, als zwei oder mehr kleinere von derselben Gesammtleistung;

3) je höher das Speisewasser vorgewärmt in den Kessel eingeführt wird vermittelst solcher Wärme (der abziehenden Heizgase oder des abgehenden Dampfes), welche sonst verloren sein würde;

4) je höher die Spannung p_1 ist, mit welcher der Dampf in den Cylinder eintritt;

5) bis zu gewissem Grade, je grösser die mittlere Kolbensgeschwindigkeit c ist. Der angemessenste Werth von c, welcher auch von anderen Umständen, insbesondere von der erforderlichen Geschwindigkeit der zu treibenden Arbeitsmaschinen abhängt, ist im Allgemeinen = 1 bis 2 Mtr. pro Sek., unter übrigens gleichen Umständen wachsend mit der Grösse der Maschine.

6) Der vortheilhafteste Füllungsgrad e_1 ist unter übrigens gleichen Umständen um so kleiner, je grösser die Maschine und je höher die Dampfspannung p_1 ist; für Condensationsmaschinen ist er kleiner, als für Maschinen ohne Condensation Als ungefährer Anhalt kann die folgende Tabelle dienen, in welcher nach *Hrabák* die unter gewissen Voraussetzungen für einige Fälle berechneten vortheilhaftesten Werthe von e_1 eingetragen sind.

	Maschinen ohne Condensation.				Maschinen mit Condensation.			
$N_n =$	7	20	60	180	7	20	60	180
$p_1 = 2$	—	—	—	—	0·33	0·30	0·25	0·23
$p_1 = 3$	0·41	0·40	0·39	0·38	0·30	0·25	0·23	0·20
$p_1 = 4$	0·33	0·32	0·31	0·30	0·25	0·22	0·20	0·15
$p_1 = 6$	0·30	0·25	0·23	0·20	0·24	0·20	0·18	0·13

Diese Werthe sind auf die Weise erhalten worden, dass für gegebene Werthe von z, N_n und p_1 und für verschiedene Werthe von e_1 die Grösse:

$$z B P + \frac{x}{100}(P_1 + P_2)$$

berechnet und so jedesmal der Werth von e_1 ermittelt wurde, wodurch jene Grösse am kleinsten ausfiel. Die wesentlichsten Voraussetzungen, welche dabei zu Grunde gelegt wurden, sind folgende:

$$x = 10;\ z = 3600;\ D = 7\ B$$

c wachsend mit N_n ungefähr so, dass

30 c =	30	35	40	45	50	55
für $N_n =$	1	10	20	45	80	150

$$P = 0{\cdot}12 \text{ Sgr.}$$

und in österr. Gulden (²/₃ Rthlr.) als Einheit der Preis einer Maschine ohne Condensation:

$$P_1 = 300 + 46\,N_n + 5000\,F\,(p_1 - 1) \text{ für } N_n < 45$$

$$P_1 = 1000 + 21\,N_n + 4000\,F\,(p_1 - 1) \text{ für } N_n > 45,$$

der Preis einer Condensationsmaschine:

$$P_1 = 400 + 52\,N_n + 6000\,F\,p_1 \text{ für } N_n < 45$$

$$P_1 = 1300 + 23\,N_n + 5000\,F p_1 \text{ für } N_n > 45;$$

endlich Preis der Kessel in Gulden zu $^2/_3$ Rthlr.:

$$P_2 = 200 + \frac{5}{12}\,D\,(p_1 + 1).$$

Sind die obwaltenden Umstände besonders in Beziehung auf z, P, P_1 und P_2 von anderer Art, so kann man bemerken, dass unter übrigens gleichen Umständen der vortheilhafteste Füllungsgrad um so grösser ist, je kleiner die jährliche Betriebszeit und je billiger der Brennstoff, je höher dagegen der Preis der Maschine und der Kessel ist.

7) Die Rentabilität der Condensationsvorrichtung, d. h. der ökonomische Vortheil einer Condensationsmaschine in Vergleich mit einer Maschine ohne Condensation ist zwar um so geringer, je grösser p_1 und je kleiner N_n ist; bei den Annahmen jedoch, welche der Tabelle unter 6) in Betreff der Grössen z, P, P_1 und P_2 zu Grunde liegen, erstreckt sich nach Rechnungen von *Hrabák* jener Vortheil bis zu $p_1 = 6$ und $N_n = 7$, falls das erforderliche Kühlwasser leicht zu beschaffen ist.

87.

Verfahren bei der Berechnung einer zu entwerfenden Dampfmaschine von gegebenem Nutzeffect.

Wenn eine Dampfmaschine für einen bestimmten Zweck entworfen werden soll, hat man sich zunächst über die Dampfspannung und den Füllungsgrad, welche (unter normalen Umständen) angewendet werden sollen, sowie darüber zu entscheiden, ob die Maschine ohne oder mit Condensation arbeiten soll. Mit Rücksicht auf Nr. 80 und 86 sind dann

$$N_n \qquad p_1 \qquad p_2 \qquad e_1$$

gegebene Grössen. Darauf ist p_n zu ermitteln, um damit gemäss der Gleichung:

$$N_n = \frac{F\,c\,a\,p_n}{75}$$

das Product F c und daraus mit einem angenommenen Werth der mittleren Kolbengeschwindigkeit c (siehe z. B. die zusammengehörigen Werthe von c und N_n unter 6) in Nr. 86) die wirksame Kolbenfläche F zu finden. Aus F ergiebt sich der Cylinderdurchmesser d mit Rücksicht auf die Dicke der Kolbenstange, welche im Verhältniss zu d um so grösser ist, je grösser p_1, so dass etwa:

$$\frac{\pi\,d^2}{4} = \begin{cases} (1{\cdot}0075 - 1{\cdot}015)\,F & \text{für eine einseitige Kolbenstange,} \\ (1{\cdot}015 - 1{\cdot}03)\,F & \text{„ „ zweiseitige „} \end{cases}$$

gesetzt werden kann. Der Kolbenschub s kann entweder im Verhältniss zu d angenommen (im Allgemeinen ist $\frac{s}{d} = 2{\cdot}8 - d$ ein passendes Verhältniss) und

dann u gemäss der Gleichung $s\,u = 30\,c$ bestimmt werden, oder es kann u den Umständen gemäss angenommen und danach s bestimmt werden. Endlich sind die Hauptdimensionen des Schwungrades (Nr. 83), der Pumpen (Nr. 84), sowie der Dampf- und Brennstoffverbrauch (Nr. 85) zu berechnen. Für die Wahl der übrigen Dimensionen der Maschine können die in Nr. 294, 296, 298 und 300 des Hauptwerks angegebenen Verhältnisszahlen als Anhalt dienen.

Dieses Rechnungsverfahren setzt indessen voraus, dass sich die mittlere Nutzspannung:

$$p_n = \frac{p_i - p_m}{1 + \mu}; \; \mu = 0{\cdot}12 \text{ bis } 0{\cdot}14$$

von vornherein ermitteln lässt, während in der That zwar p_i nach Nr. 80 resp. Nr. 81 berechnet werden kann, dagegen p_m (Nr. 82) wesentlich von solchen Grössen abhängt, welche erst mit Hülfe von p_n gefunden werden sollen. Sonach müssen diese letzteren Grössen (F, d, s, u, G, D) zuvörderst näherungsweise mit Hülfe eines Näherungswerthes von p_n berechnet werden. Setzt man zu dem Ende:

$$p_n = \eta_i \, p_i$$

so kann man vorläufig annehmen

1) für Maschinen ohne Condensation und ohne Expansion:

$$\eta_i = \frac{N_n + 35}{N_n + 50} \text{ bis } \eta_i = 0{\cdot}8 \text{ für } N_n = 25$$

$$\eta_i = \frac{N_n + 75}{N_n + 100} \text{ für } N_n > 25 \text{ bis } \eta_i = 0{\cdot}86$$

2) für Maschinen ohne Condensation mit Expansion:

$$\eta_i = \frac{N_n + 32}{N_n + 50} \text{ bis } \eta_i = 0{\cdot}8 \text{ für } N_n = 40$$

$$\eta_i = \frac{N_n + 72}{N_n + 100} \text{ für } N_n > 40 \text{ bis } \eta_i = 0{\cdot}86$$

3) für Maschinen mit Condensation und mit Expansion:

$$\eta_i = \frac{N_n + 26}{N_n + 50} \text{ bis } \eta_i = 0{\cdot}75 \text{ für } N_n = 46$$

$$\eta_i = \frac{N_n + 86}{N_n + 130} \text{ für } N_n > 46 \text{ bis } \eta_i = 0{\cdot}86.$$

Hiernach sind für die genannten 3 Fälle die folgenden Werthe von η_i berechnet, welche eher etwas zu klein, als zu gross sind.

$N_n =$	5	10	15	20	25	30	40
1)	0·727	0·750	0·769	0·786	0·800	0·808	0·821
2)	—	0·700	0·723	0·743	0·760	0·775	0·800
3)	—	—	0·631	0·657	0·680	0·700	0·733

$N_n =$	50	60	80	100	120	150	180
1)	0·833	0·844	0·861	—	—	—	—
2)	0·813	0·825	0·844	0·860	—	—	—
3)	0·756	0·768	0·790	0·809	0·824	0·843	0·858

88.

Locomotive.

Es sei:

P der grösste vorkommende Totalwiderstand des Zuges in Kilogr. mit Einschluss der auf den Umfang der Triebräder reducirten Reibungswiderstände der beiden Maschinen, welcher nach der Anmerkung zu Nr. 309 des Hauptwerks berechnet werden kann, woselbst dieser Totalwiderstand mit W bezeichnet wurde,

Δ der Durchmesser der Triebräder in Metern, während im Uebrigen die Buchstabenbezeichnungen von Nr. 79 — 81 hier für jeden der beiden Cylinder gelten.

Dann ist mit Rücksicht auf eine mittlere Dicke der Kolbenstange $= 0{\cdot}18$ d:

$$P = 10167\, d^2 \frac{s}{\Delta}\, p_i$$

Setzt man im Durchschnitt
die äussere Deckung des Schiebers: $a_1 = 0{\cdot}45\, \varrho$
die innere „ „ „ $a_2 = 0{\cdot}1\, \varrho$
den Voreilungswinkel: $\alpha = 30^0$
so ist nach Nr. 81 bei grösstmöglicher Füllung der Cylinder:

$$e_1 = 0{\cdot}774;\ e_2 = 0{\cdot}906;\ e_3 = 0{\cdot}956;\ e_4 = 0{\cdot}999$$

Hiermit und mit $\lambda = 0{\cdot}8$ ergiebt sich:

$$p_i = f_1\, p_1 - f_2\, p_2 \text{ mit } f_1 = 0{\cdot}800 + \lambda_1 \text{ und } f_2 = 0{\cdot}897 + \lambda_2$$

$$\text{Mit } \beta_1 = 0{\cdot}9,\ e = 0{\cdot}07,\ n_1 = 1{\cdot}125 \text{ ist } \lambda_1 = 0{\cdot}146$$

$$\beta_2 = 1{\cdot}1,\ e = 0{\cdot}05,\ n_2 = 1{\cdot}15 \text{ ist } \lambda_2 = 0{\cdot}178$$

also

$$p_i = 0{\cdot}946\, p_1 - 1{\cdot}075\, p_2$$

Der Gegendampfdruck p_2 ist wegen des Widerstandes der Blasrohrvorrichtung etwas grösser, als unter sonst gleichen Umständen bei einer stehenden Maschine; setzt man hier (siehe Nr. 80):

$$p_2 = 1 + \frac{1}{7000}\left(\frac{F}{f}\, c\right)^2$$

so ist mit durchschnittlich $\frac{F}{f} = 14$:

$$p_2 = 1 + 0{\cdot}028\, c^2 = 1{\cdot}15 \text{ bis } 1{\cdot}27 \text{ Atm.}$$

für $c = 2{\cdot}3$ (Güterzüge) bis $c = 3{\cdot}1$ (Schnellzüge).

Hiernach ergeben sich für verschiedene Werthe von p_1 und p_2 die in der folgenden Tabelle enthaltenen

Werthe von p_i.

p_2	$p_1 = 6$	$p_1 = 6{\cdot}5$	$p_1 = 7$	$p_1 = 7{\cdot}5$	$p_1 = 8$	$p_1 = 8{\cdot}5$	$p_1 = 9$
1·15	4·440	4·913	5·386	5·859	6·332	6·805	7·278
1·18	4·407	4·880	5·353	5·826	6·299	6·772	7·245
1·21	4·375	4·848	5·321	5·794	6·267	6·740	7·213
1·24	4·343	4·816	5·289	5·762	6·235	6·708	7·181
1·27	4·311	4·784	5·257	5·730	6·203	6·676	7·149

Bei Güterzügen ist $\frac{\Delta}{s}$ am kleinsten, bei Schnellzügen am grössten, also im Allgemeinen auch p_2 um so grösser, je grösser $\frac{\Delta}{s}$; setzt man

$p_2 = 1{\cdot}15 \quad 1{\cdot}18 \quad 1{\cdot}21 \quad 1{\cdot}24 \quad 1{\cdot}27$

für $\frac{\Delta}{s} = 2 \quad 2{\cdot}4 \quad 2{\cdot}8 \quad 3{\cdot}2 \quad 3{\cdot}6$

so findet man für verschiedene Werthe von $\frac{\Delta}{s}$ und p_1 mit obigen Werthen von p_i die folgenden Werthe von

$$\frac{P}{d^2} = 10167 \frac{s}{\Delta} p_i$$

$\frac{\Delta}{s}$	$p_1 = 6$	$p_1 = 6{\cdot}5$	$p_1 = 7$	$p_1 = 7{\cdot}5$	$p_1 = 8$	$p_1 = 8{\cdot}5$	$p_1 = 9$
2	22571	24975	27380	29784	32189	34593	36998
2·4	18669	20673	22677	24680	26684	28688	30692
2·8	15886	17603	19321	21038	22756	24473	26191
3·2	13799	15301	16804	18307	19810	21313	22815
3·6	12175	13511	14847	16182	17518	18854	20190

b. Woolf'sche Dampfmaschine.

89.

Bezeichnungen und Annahmen.

Unter der Voraussetzung, dass alle Längen in Metern, Flächen in Quadratmetern, Dampfspannungen in Atmosphären ausgedrückt sind, haben die Buchstaben:

$d, F, s, e, e_1, e_2, e_3, e_4, p_i$

die in Nr. 79 angegebenen Bedeutungen für den grossen Cylinder,

$d', F', s', e', e'_1, e'_2, e'_3, e'_4, p'_i$

die entsprechenden Bedeutungen für den kleinen Cylinder.

Ferner sei:

$z = \frac{F' s'}{F s}$ das Verhältniss der Cylinderinhalte oder vielmehr der vom kleinen und grossen Kolben bei einem Schube durchlaufenen Räume,

β das Verhältniss der mittleren Hinterdampfspannung im grossen Cylinder zur mittleren Vorderdampfspannung im kleinen Cylinder, nach Beobachtungen von *Völckers* im Durchschnitt $= 0{\cdot}95$,

p_1 die mittlere Hinterdampfspannung im kleinen Cylinder während der Einströmung,

p_2 die mittlere Vorderdampfspannung im grossen Cylinder während der Ausströmung des Dampfes,

$\beta_1 p_1$ die Hinterdampfspannung im kleinen Cylinder zu Ende der Einströmung,

$\beta_2 p_2$ die Vorderdampfspannung im grossen Cylinder zu Ende der Ausströmung des Dampfes,

$a = 10333$ der Atmosphärendruck in Kilogr. pro Quadratmtr.,

$L_i = F s a (z p'_i + p_i)$ die indicirte Arbeit pro Kolbenschub, welche der auf den grossen Kolben reducirten mittleren Spannungsdifferenz auf beiden Seiten der Kolben in beiden Cylindern $= (z p'_i + p_i)$ Atm. entspricht,

$L_m = F s a p_m$ die Arbeit der leer gehenden Maschine pro Kolbenschub,

$L_n = F s a p_n = \frac{L_i - L_m}{1 + \mu}$ die Nutzarbeit pro Kolbenschub,

$p_n = \frac{z p_i' + p_i - p_m}{1 + \mu}$ Atm. die entsprechende auf den grossen Kolben bezogene mittlere Nutzspannung,

μ $(= 0{\cdot}13 - 0{\cdot}15)$ der Coefficient der zusätzlichen Reibung,

u die Anzahl der Doppelschübe jedes Kolbens oder der Kurbelumdrehungen pro Minute,

$c = \frac{s u}{30}$ die mittlere Geschwindigkeit des grossen Kolbens,

$N_i = \frac{u L_i}{75 \cdot 30} = \frac{F c a (z p_i' + p_i)}{75}$ die indicirte Pferdestärke,

$N_n = \frac{u L_n}{75 \cdot 30} = \frac{F c a p_n}{75}$ die Nutzpferdestärke,

D der Dampfverbrauch in Kilogr. pro Stunde.

Bei den zur Berechnung des Effects und des Dampfverbrauchs dienenden Formeln der folgenden Nummern ist angenommen worden, dass die gleichzeitig beginnenden Wege beider Kolben einander stets in demselben Verhältniss proportional sind, dass ferner die Dampfvertheilung für beide Cylinder in einer solchen Weise stattfindet (z. B. durch einen *Hick*'schen Doppelschieber mit nahe gleich grossen Deckungen der inneren und äusseren Gleitflächen), welche es gestattet,

$$e'_2 = e_2, \quad e'_3 = e_3, \quad e'_4 = e_4$$

zu setzen, während $e_1' < e_1$ sein kann in Folge der Wirkung eines besonderen Expansionsschiebers oder Expansionsventils für die Absperrung des Hinterdampfes im kleinen Cylinder. Wird dann noch $e_4 = 1$ gesetzt, so ergiebt sich folgende Art der Dampfwirkung.

1) Hinter dem kleinen Kolben findet auf dem Wege $e_1' s'$ Einströmung, auf dem übrigen Kolbenwege Expansion des abgesperrten Dampfes statt, welcher sich dabei in dem schädlichen Raum $e' F' s'$ mit verbreitet; der Expansionsgrad ist:

$$\varepsilon_1 = \frac{e' + e_1'}{e' + 1}$$

2) Vor dem kleinen Kolben strömt der Dampf auf dem Wege $e_1 s'$ in den hinteren Raum des grossen Cylinders, wobei der schädliche Raum $e' F' s' + e F s$ vom Dampf mit erfüllt und der Expansionsgrad:

$$\varepsilon_3 = \frac{z(1 + e') + e}{z(1 + e' - e_1) + e + e_1}$$

ist. Auf dem übrigen Theil des Kolbenweges wird der Dampf comprimirt, wobei er sich in dem schädlichen Raum $e' F' s'$ mit verbreitet; der entsprechende Compressionsgrad ist:

$$\varepsilon_4 = \frac{1 + e' - e_1}{e'}$$

3) Hinter dem grossen Kolben findet auf dem Wege $e_1 s$ Dampfzuströmung aus dem vorderen Raum des kleinen Cylinders statt, auf dem Wege $(e_3 - e_1) s$ Expansion des abgesperrten Dampfs mit dem schädlichen Raum $e F s$, auf dem übrigen Wege Nachwirkung des zum Condensator abströmenden Dampfes. Der entsprechende mittlere Dampfdruck wird durch den oben erklärten Coefficienten β empirisch auf den nach 2) zu bestimmenden mittleren Dampfdruck vor dem kleinen Kolben bezogen.

4) Vor dem grossen Kolben findet auf dem Wege $e_2 s$ Abströmung des Dampfs zum Condensator, auf dem übrigen Theil des Kolbenweges Compression statt mit dem schädlichen Raum $e F s$; der entsprechende Compressionsgrad ist:

$$\varepsilon_2 = \frac{1 + e - e_2}{e}$$

90.

Berechnung der auf den grossen Kolben reducirten mittleren Spannungsdifferenz: $z p_i' + p_i$.

Wenn man annimmt, dass die Zustandsänderung des Dampfes bei der Expansion dem Gesetze $p v^{n_1} = \text{Const.}$, bei der Compression dem Gesetze $p v^{n_2} = \text{Const.}$ folgt, unter p die Spannung, v das specifische Volumen des Dampfes in irgend einem Augenblicke und unter n_1 und n_2 Constante verstanden, so kann gesetzt werden:

$$z p_i' + p_i = [z f_1 + (\beta - z) f_3] p_1 - [f_2 - (\beta - z) f_4] p_2$$

$$f_1 = e'_1 + \beta_1 (e' + e'_1) \frac{1 - \varepsilon_1^{n_1 - 1}}{n_1 - 1}$$

$$f_2 = e_2 + \beta_2 (1 + e - e_2) \frac{\varepsilon_2^{n_2 - 1} - 1}{n_2 - 1}$$

$$f_3 = \beta_1 \, \varepsilon_1^{n_1} \left[\frac{z}{1-z} \, (1+e') \, \frac{1-\varepsilon_3^{n_1-1}}{n_1-1} + (1+e'-e_1) \, \varepsilon_3^{n_1} \, \frac{\varepsilon_4^{n_2-1}-1}{n_2-1} \right]$$

$$f_4 = \frac{\beta_2 \, e \, \varepsilon_2^{n_2}}{1-z} \quad \frac{1-\varepsilon_3^{n_1-1}}{n_1-1}$$

Setzt man im Durchschnitt (siehe Nr. 81):

$$e_1 = 0{\cdot}910; \quad e_2 = 0{\cdot}959; \; e_3 = 0{\cdot}977$$

$$\beta_1 = 0{\cdot}95; \quad \beta_2 = 1{\cdot}05$$

und für die Expansion: $e' = e = 0{\cdot}07$, $n_1 = 1{\cdot}125$

für die Compression: $e' = e = 0{\cdot}05$, $n_2 = 1{\cdot}15$

$$\text{so wird: } \varepsilon_1 = \frac{e_1' + 0{\cdot}07}{1{\cdot}07}; \; \varepsilon_2 = 1{\cdot}82$$

$$\varepsilon_3 = \frac{1{\cdot}07\,z + 0{\cdot}07}{0{\cdot}16\,z + 0{\cdot}98}; \; \varepsilon_4 = 2{\cdot}8$$

$$f_1 = e_1' + 7{\cdot}6\,(e_1' + 0{\cdot}07)\left(1 - \varepsilon_1^{0{\cdot}125}\right); \; f_2 = 1{\cdot}019$$

$$f_3 = \varepsilon_1^{1{\cdot}125}\left[8{\cdot}132\,\frac{z}{1-z}\left(1-\varepsilon_3^{0{\cdot}125}\right) + 0{\cdot}148\,\varepsilon_3^{1{\cdot}125}\right]$$

$$f_4 = 1{\cdot}17\,\frac{1-\varepsilon_3^{0{\cdot}125}}{1-z}.$$

Hiernach ist die fragliche Grösse ($z\,p_1' + p_1$) nur noch von dem Füllungsgrad e_1' des kleinen Cylinders, dem Cylinderverhältniss z und von den Dampfspannungen p_1 und p_2 abhängig, von welchen Letztere wie bei eincylindrigen Expansionsmaschinen beurtheilt, also im Durchschnitt = 0·2 Atm. gesetzt werden kann.

Die Werthe von

$$\varepsilon_1^{0{\cdot}125} \qquad \varepsilon_3^{0{\cdot}125} \qquad \varepsilon_1^{1{\cdot}125} \qquad \varepsilon_3^{1{\cdot}125}$$

können aus der folgenden Tabelle durch Interpolation entnommen werden.

ε	$\varepsilon^{0{\cdot}125}$	$\varepsilon^{1{\cdot}125}$	ε	$\varepsilon^{0{\cdot}125}$	$\varepsilon^{1{\cdot}125}$
0·2	0·8178	0·1636	0·45	0·9050	0·4073
0·22	0·8276	0·1821	0·5	0·9170	0·4585
0·24	0·8366	0·2008	0·55	0·9280	0·5104
0·27	0·8490	0·2292	0·6	0·9381	0·5629
0·3	0·8603	0·2581	0·7	0·9564	0·6695
0·35	0·8770	0·3070	0·8	0·9725	0·7780
0·4	0·8918	0·3567	0·9	0·9869	0·8882

91.

Bestes Cylinderverhältniss z.

Es sei in irgend einem Augenblick:
P der Dampfüberdruck auf den grossen Kolben,
P′ „ „ „ „ kleinen „ , also
$zP' + P$ der auf den grossen Kolben reducirte resultirende Dampfdruck.

Letzterer ist am grössten zu Anfang, am kleinsten zu Ende eines Kolbenschubes, und man kann mit Rücksicht sowohl auf die Gleichförmigkeit des Ganges, als auf die Anstrengung der die Kraft übertragenden Maschinentheile denjenigen Werth von z als besonders vortheilhaft betrachten, für welchen unter übrigens gegebenen Umständen

$$m = \frac{\max.\,(z P' + P)}{\min.\,(z P' + P)}$$

so klein wie möglich ausfällt. Unter gewissen vereinfachenden Voraussetzungen:

$$e' = e = 0;\; e_1 = e_2 = e_3 = e_4 = 1;\; n_1 = n_2 = 1$$

deren Fehler sich theilweise gegenseitig compensiren, findet man für einen gegebenen resultirenden Füllungsgrad $z' e_1' = i$:

$$m = \frac{z + \frac{i}{z} - i - \frac{p_2}{p_1}}{2i - \frac{p_2}{p_1} - iz} = \min. = \frac{1}{z^2} - \frac{1}{i}$$

$$\text{für } \frac{1}{z} = \frac{i + \sqrt{(4-i)\,i - (4+i)\frac{p_2}{p_1} + \frac{1+i}{i}\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^2}}{2i - \frac{p_2}{p_1}}$$

während bei einer Maschine mit nur einem Cylinder und dem Füllungsgrade i das Verhältniss m_1 des grössten und kleinsten Kolbendrucks unter denselben vereinfachenden Voraussetzungen:

$$m_1 = \frac{1 - \frac{p_2}{p_1}}{i - \frac{p_2}{p_1}}$$

wesentlich grösser als m ist. Man findet z. B. für $\frac{p_2}{p_1} = 0{\cdot}05$ und

i =	0·1	0·15	0·2
min. m =	4·0	2·0	1·4
=	0·21 m_1	0·21 m_1	0·22 m_1
für z =	0·267	0·340	0·395
=	0·845 $\sqrt{i}$	0·879 $\sqrt{i}$	0·884 $\sqrt{i}$

$$e_1' = \frac{i}{z} = 0{\cdot}374 \qquad 0{\cdot}442 \qquad 0{\cdot}507$$

$$= 1{\cdot}40\,z \qquad 1{\cdot}30\,z \qquad 1{\cdot}28\,z$$

92.

Die auf den grossen Kolben reducirte mittlere Spannungsdifferenz p_m, *welche der Arbeit der leer gehenden Maschine entspricht,*

ist analog Nr. 82 zu setzen:

$$p_m = 0{\cdot}00002 \frac{G\,d_1}{d^2\,s} + 0{\cdot}0227 \left(\frac{1}{d} + \frac{z}{2\,d'}\right) + p'_m$$

mit $G = 1{\cdot}3\ G_1 + G_2$

$$p'_m = 0{\cdot}00015\,n\,(h + 15)\frac{D}{120\,F\,s\,u}$$

$$= (0{\cdot}003\,h + 0{\cdot}045)\frac{D}{120\,F\,s\,u} \quad \text{für } n = 20.$$

Bedeutung der Buchstaben d_1, G, G_1, G_2, h, n wie in Nr. 82.

Berechnung von G_1: siehe Nr. 93.
Berechnung von D: siehe Nr. 94.

Berechnung des Coefficienten n und der zum Condensator gehörigen Pumpen wie bei der Maschine mit einem Cylinder (Nr. 84).

93.

Schwungrad.

Bedeutung der Buchstaben R, δ und (auf den grossen Kolben mit entsprechender Kurbel bezogen) der Buchstaben r, l, v: siehe Nr. 83.

Auf das erforderliche Gewicht G_1 des Schwungringes einer *Woolf*'schen Maschine für einen gegebenen Ungleichförmigkeitsgrad δ der Bewegung ist nicht nur die verhältnissmässige Länge der Kurbelstange, sondern auch der Umstand von wesentlichem Einfluss, ob die Kolben beider Cylinder sich, wie gewöhnlich, in gleichem Sinne, oder ob sie sich, was vorzuziehen ist, in entgegengesetztem Sinne bewegen. Setzt man:

$$G_1 = 0{\cdot}9 \left(\frac{r}{R}\right)^2 Mg \text{ mit } M = \varphi \frac{L_i}{\delta\,v^2}$$

und versteht unter f (Nr. 83) den Coefficienten, welcher an Stelle von φ einer Eincylindermaschine entspricht, deren Füllungsgrad e_1 bei gleichen Werthen von $\frac{r}{l}$ und $\frac{p_2}{p_1}$ dem resultirenden Füllungsgrade $i = z\ e_1'$ der *Woolf*'schen Maschine gleich ist, so findet man durch Anwendung der complicirten Formeln, welche sich zur Berechnung von φ unter den in Nr. 91 genannten vereinfachenden Voraussetzungen ableiten lassen, auf den mittleren Fall:

$$\frac{r}{l} = \frac{1}{5}, \ \frac{p_2}{p_1} = 0{\cdot}05, \ i = 0{\cdot}15, \ e_1' = 0{\cdot}45, \ z = \frac{1}{3}$$

bei gleich gerichteter Bewegung der beiden Kolben:

$$\varphi = 0{\cdot}300 = 0{\cdot}82\,f$$

und bei entgegengesetzt gerichteter Bewegung der Kolben:

$$\varphi = 0{\cdot}256 = 0{\cdot}70\,f.$$

Dieselben Verhältnisse $\frac{\varphi}{f} = 0{\cdot}82$ und $0{\cdot}70$, durch welche die Berechnung von φ auf die Berechnung von f nach Nr. 83 zurückgeführt wird, können näherungsweise auch in anderen Fällen zu Grunde gelegt werden zwischen den Grenzen $i = 0{\cdot}1$ und $0{\cdot}2$, falls $z = 0{\cdot}84\sqrt{i}$ bis $0{\cdot}88\sqrt{i}$ (Nr. 91) gewählt wird und $\frac{r}{l}$ nicht erheblich von dem Mittelwerth $\frac{1}{5}$ verschieden ist.

Der günstige Einfluss, welchen die entgegengesetzte Bewegungsrichtung beider Kolben auf die Gleichförmigkeit des Ganges resp. die Ersparniss an Schwungradmasse ausübt, tritt besonders auffallend bei Zwillingsmaschinen hervor mit rechtwinkelig versetzten Kurbeln der beiden einzelnen *Woolf*'schen Maschinen. Wenn man, unter L_1 die indicirte Arbeit jeder einzelnen der beiden gekuppelten Maschinen verstanden,

$$G_1 = 0{\cdot}9\left(\frac{r}{R}\right)^2 Mg; \ M = \varphi_1\,\frac{2\,L_1}{\delta\,v^2}$$

setzt, so findet man zunächst für den obigen Specialfall in Betreff der Grössen $\frac{r}{l}$, $\frac{p_2}{p_1}$, i, e_1' und z

bei gleich gerichteter Kolbenbewegung: $\varphi_1 = 0{\cdot}24\,\varphi$
bei entgegengesetzter " $\varphi_1 = 0{\cdot}09\,\varphi$.

94.

Dampf- und Brennstoff-Verbrauch.

Die Dampfmenge = D Kilogr., welche die Maschine bei mittelgutem Zustande stündlich verbraucht, kann nach folgender Formel berechnet werden:

$$D = 120\,F'\,s'\,u\left[(e' + e_1')\,\gamma_1 - (1 + e' - e_1)\,\gamma_2\right] + 450\,d'\sqrt{p_1'}$$

Darin bedeutet γ_1 das specifische Gewicht (Gewicht von 1 Cubikmtr.) des in den kleinen Cylinder einströmenden Dampfes von der Pressung p_1, γ_2 das specifische Gewicht des Dampfes von der Pressung:

$$\beta_1\,p_1\,(\varepsilon_1\,\varepsilon_2)^{n},$$

wobei der Umstand, dass dieser stark expandirte Dampf ziemlich feucht und deshalb γ_2 entsprechend grösser, als das specifische Gewicht gesättigten Dampfes ist, zu grösserer Sicherheit nicht besonders berücksichtigt zu werden braucht.

Im zweiten Summand, welcher nach *Völckers* den Dampf- und sonstigen als Dampfverlust gemessenen Wärmeverlust ausdrückt, ist:

$$p_1' = (f_1 - f_3)\, p_1 - f_4\, p_2$$

e', e_1, β_1, ε_1, ε_2, n_1, f_1, f_2 und f_4: siehe Nr. 89 und 90.

Die stündlich aufzuwendende Menge Brennstoff ist, unter K seinen Heizwerth verstanden:

$$B = \frac{W\,D}{\eta_1\,\eta_2\,K} \text{ Kilogr.}$$

W, η_1 und η_2: siehe Nr. 79.

c. Einfach wirkende Dampfmaschine.

95.

Bezeichnungen.

Unter Voraussetzung einer direct wirkenden Maschine mit einem Cylinder und mit Condensation, wie sie besonders zur Wasserhaltung beim Bergwerksbetrieb Anwendung findet, und unter der Voraussetzung, dass alle Längen in Metern, Flächen in Quatratmetern, Gewichte und Widerstände in Kilogrammen, Dampfspannungen in Atmosphären ausgedrückt sind, sei:

G das Gewicht des Gestänges (incl. der damit verbundenen Pumpenkolben),

G_1 der Theil von G, welcher zum Zweck der Regulirung des Ganges durch einen mit dem Gestänge event. verbundenen Gegengewichtsbalancier getragen wird, also

$G - G_1$ das für die Kraftäusserung wirksame Gestängegewicht,

Q_1 der vom Gestänge bei seinem Aufgang zu bewältigende Widerstand,

Q_2 der vom Gestänge bei seinem Niedergang zu bewältigende Widerstand,

c_1 die mittlere Geschwindigkeit des Gestänges beim Aufgang ($= 0{\cdot}6 - 1{\cdot}2$ Mtr. pro Sec.),

c_2 die mittlere Geschwindigkeit des Gestänges beim Niedergang ($= 0{\cdot}3 - 0{\cdot}6$ Mtr. pro Sec.),

t_1 die Zeit des Aufganges,

t_2 die Zeit des Niederganges in Secunden,

t_3 Sec. die Dauer der oberen und unteren Pause zusammen, also

$t = t_1 + t_2 + t_3$ die Zeit eines Kolbenspiels,

F die wirksame Kolbenfläche der Dampfmaschine (Cylinderquerschnitt — Querschnitt der Kolbenstange),

d der Durchmesser des Cylinders,

$s = c_1\,t_1 = c_2\,t_2$ die Hubhöhe des Gestänges und des Kolbens,

$e\,F\,s$ der schädliche Raum, welcher bei der tiefsten Stellung des Kolbens von dem unter ihm befindlichen Dampf erfüllt wird ($e = 0{\cdot}05 - 0{\cdot}1$),

$s_1 = e_1\,s$ der Kolbenweg bis zur Absperrung des Dampfes unter dem aufsteigenden Kolben, von der tiefsten Stellung desselben aus gerechnet, von welcher bis zur unteren Ruhelage der Kolben im Allgemeinen schon wieder etwas in die Höhe geht,

e_1 also der Füllungsgrad,

$a = 10333$ der Druck einer Atmosphäre in Kilogr. pro Quadratmtr.,
p_1 der mittlere Druck des in den Cylinder einströmenden Dampfes in Atm.,
γ_1 das specifische Gewicht (Kilogr. pro Cubikmtr.) dieses Dampfes,
$\beta_1 p_1$ der Dampfdruck zu Ende der Einströmung, also bei Beginn der Expansion,
p_2 der mittlere Gegendampfdruck im Cylinder während des Gestängeaufgangs,
p_i die mittlere Spannungsdifferenz des Dampfes auf beiden Seiten des Kolbens beim Aufgang,
r die mittlere Spannungsdifferenz in Atm., welche beim Aufgang und beim Niedergang des Kolbens den Nebenwiderständen der Maschine (des Kolbens, der Kolbenstange und der Steuerung) entspricht,
r_1 die mittlere Spannungsdifferenz in Atm., welche beim Aufgang des Gestänges durch die zum Condensator gehörige Kalt- und Warmwasserpumpe verbraucht wird,
r_2 der mittlere Ueberschuss der Vorderdampfspannung über die Hinterdampfspannung während des Niedersinkens des Gestänges,
D_1 der Dampfverbrauch in Kilogr. pro Kolbenspiel,
$D = 3600 \frac{D_1}{t}$ derselbe pro Stunde.

96.

Kolbenfläche, wirksames Gestängegewicht und Dampfverbrauch.

Zur Berechnung dieser Grössen, wenn die übrigen gegeben sind oder angenommen resp. erfahrungsmässig geschätzt werden, dienen die folgenden Formeln:

$$F = \frac{1}{a} \frac{Q_1 + Q_2}{p_i - 2r - r_1 - r_2}$$

$$G - G_1 = Q_2 + F a (r + r_2) = \frac{(r + r_2) Q_1 + (p_i - r - r_1) Q_2}{p_i - 2r - r_1 - r_2}$$

$$D_1 = F s e_1 \gamma_1 + \frac{t_1 + 0{\cdot}4 (t_2 + t_3)}{8} d \sqrt{p_i}$$

Für die Kesselanlage ist das Maximum des stündlichen Dampfverbrauchs massgebend, welches dem Maximum der Leistung, also $t_3 = 0$ entspricht; dasselbe ist:

$$\text{max. } D = 3600 \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2} F e_1 \gamma_1 + 450 \frac{0{\cdot}4 c_1 + c_2}{c_1 + c_2} d \sqrt{p_i}$$

In diesen Formeln ist:

$$p_i = f p_1 - p_2$$

$$\text{mit } f = e_1 + \beta_1 (e + e_1) \frac{1 - \varepsilon_1^{n-1}}{n - 1}; \; \varepsilon_1 = \frac{e + e_1}{e + 1}$$

Insbesondere mit

$$e = 0{\cdot}1; \; n = 1{\cdot}125; \; \beta_1 = 0{\cdot}95 \text{ (Nr. 81)},$$

wobei e absichtlich etwas gross geschätzt ist mit Rücksicht auf einen unvollkommenen Abschluss des Einlassventils während der Expansion, ergiebt sich:

für $e_1 =$	$^1/_8$	$^1/_6$	$^1/_5$	$^1/_4$	$^1/_3$	$^1/_2$
$f =$	0·4327	0·4957	0·5418	0·6048	0·6953	0·8327

Bei einer Maschine ohne Expansion kann entsprechend $e_1 = 0{\cdot}9$ gesetzt werden:

$$p_i = 0{\cdot}99\ p_1 - p_2$$

Der Gegendampfdruck p_2 ist bei der nur mässigen Kolbengeschwindigkeit und dem infolge reichlich vorhandenen Kühlwassers hier sehr kleinen Condensationsdruck:

$$p_2 = 0{\cdot}1 \text{ bis höchstens } 0{\cdot}15 \text{ Atm.}$$

zu schätzen, trotzdem dadurch der verstärkte Druck des zu Ende des Aufgangs vor dem Kolben comprimirten Dampfs mit berücksichtigt werden soll.

Was endlich die Widerstandsspannungen r, r_1 und r_2 betrifft, so kann gesetzt werden:

$$r = \frac{0{\cdot}03}{d} \text{ für direct wirkende Maschinen,}$$

$$r = \frac{0{\cdot}04}{d} \text{ für indirect wirkende (Balancier-) Maschinen,}$$

$$r_1 = (0{\cdot}003\ h + 0{\cdot}045)\frac{D_1}{F\ s} \text{ (Nr. 82)}$$

unter h die Förderhöhe der Kaltwasserpumpe verstanden, behufs vorläufiger Schätzung etwa:

$$r_1 = 0{\cdot}015 \text{ Atm.}$$

und falls der Hub des Gleichgewichtsventils nicht etwa beschränkt und dadurch r_2 zum Zweck der Regulirung absichtlich gesteigert ist:

$$r_2 = 0{\cdot}02 \text{ Atm.}$$

Eine Balancier-Maschine kann ebenso berechnet werden wie eine direct wirkende; nur ist bei ungleicher Länge der beiden Arme des Balanciers die wirksame Kolbenfläche schliesslich in demselben Verhältniss kleiner zu machen, als der berechnete Werth von F, in welchem die Schublänge des Kolbens den Hub des Gestänges übertrifft, sowie auch in den Formeln für D_1 und D unter d der wirkliche Cylinderdurchmesser zu verstehen ist.

97.

Regulirungsmasse bei Expansionsmaschinen.

Bei Anwendung von einigermassen bedeutender Expansion tritt ein gleichförmiger Beharrungszustand beim Aufgang des Gestänges nicht ein, geht vielmehr die beschleunigte Bewegung des Anlaufs unmittelbar in die verzögerte Bewegung des Endlaufs über, und damit die Maximalgeschwindigkeit c auf der Grenze dieser beiden Bewegungszustände einen gewissen als höchstens zulässig

erachteten Werth (= 1·5 — 2 Mtr.) nicht überschreite, kann es nöthig sein, den Gegenbalancier massiger zu construiren und ihn wesentlich stärker zu belasten, als nur mit Rücksicht auf die Ausgleichung des theilweisen Gestängegewichts G_i nöthig sein würde. Ist M die jener Forderung entsprechende, auf die Geschwindigkeit des Gestänges reducirte gesammte bewegte Masse, d. h. $\frac{1}{2} Mv^2$ die lebendige Kraft der bewegten Masse in einem Augenblick, in welchem die Geschwindigkeit des Gestänges = v ist, so hat man:

$$M = \mu \frac{F s p_i}{c^2}; \quad \mu = 2 a x (y - f)$$

$$x = (e + e_i) \left(\frac{\beta_i}{f}\right)^{\frac{1}{n}} - e$$

$$y = \frac{e_i}{x} + \frac{\beta_i}{n-1} \frac{e + e_i}{x} \left[1 - \left(\frac{f}{\beta_i}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]$$

Dabei ist x s der Kolbenweg und $y p_i$ die Spannung des in der Expansion begriffenen Hinterdampfes im Augenblick der grössten Geschwindigkeit; Bedeutung der übrigen Buchstaben: Nr. 95 und 96.

Mit e = 0·1; n = 1·125; β_i = 0·95 und den entsprechenden Werthen von f nach Nr. 96 findet man

für e_i =	1/8	1/6	1/5	1/4	1/3	1/2
x =	0·353	0·375	0·394	0·428	0·472	0·575
μ =	2387	2520	2570	2571	2427	1815

Das Gewicht Mg besteht in der Regel aus folgenden Bestandtheilen:

1) G = Gewicht des Gestänges;
2) G_i = derjenigen Belastung an dem vom Gestänge abgekehrten Ende des gleicharmigen Gegengewichts-Balanciers, wodurch nach Nr. 96 ein ebenso grosser Theil von G für die Kraftäusserung unwirksam gemacht wird;
3) B im Falle einer indirect wirkenden Maschine = dem auf das Gestänge reducirten Gewicht des Maschinen-Balanciers, ungefähr:

$$B = \frac{1}{4}\left[L_i + \left(\frac{a_2}{a_i}\right)^2 L_2\right]$$

wenn L_i das wirkliche Gewicht, a_i die Länge des Gestängearms, L_2 das wirkliche Gewicht, a_2 die Länge des Cylinderarms dieses Balanciers bedeutet;

4) B′ = dem auf das Gestänge reducirten Gewicht des gleicharmigen Gegenbalanciers, ungefähr:

$$B' = \frac{1}{4} L',$$

wenn L′ das wirkliche Gewicht dieses Balanciers ist;

5) W im Falle des Pumpenbetriebs = dem auf die Geschwindigkeit des aufsteigenden Gestänges reducirten Gewicht des in den Pumpen-Cylindern und Röhren in Bewegung befindlichen Wassers;

6) G_2 = demjenigen Gewicht, womit der Gegenbalancier (ausser durch G_1 am einen Ende) noch ferner an jedem Ende belastet werden muss.

Man hat also:

$$2\,G_2 = Mg - G - G_1 - B - B' - W$$

Ergiebt sich hiernach G_2 negativ, so ist es ein Zeichen dafür, dass auch ohne weitere Belastung des Gegenbalanciers (ausser G_1) die Maximalgeschwindigkeit c des aufsteigenden Gestänges den gegebenen Werth nicht überschreitet.

Wenn übrigens die Maximalgeschwindigkeit c gegeben ist, kann nicht zugleich auch die mittlere Geschwindigkeit c_1 willkürlich angenommen werden; beide stehen in einem Verhältniss zu einander, welches näherungsweise nach folgender Gleichung beurtheilt werden kann:

$$24\sqrt{\frac{2a}{\mu}}\,\frac{c}{c_1} = \frac{7}{\sqrt{y_1-\frac{1}{8}f}} + \frac{4}{\sqrt{y_2-\frac{2}{8}f}} + \frac{2}{\sqrt{y_3-\frac{3}{8}f}} + \frac{4}{\sqrt{y_4-\frac{4}{8}f}}$$

$$+ \frac{2}{\sqrt{y_5-\frac{5}{8}f}} + \frac{4}{\sqrt{y_6-\frac{6}{8}f}} + \frac{7}{\sqrt{y_7-\frac{7}{8}f}}$$

Darin haben μ und f die aus Obigem und aus Nr. 96 bekannten Bedeutungen; $y_1, y_2 \ldots y_7$ sind die Werthe einer gewissen Function y von x, welche $x = {}^1/_8, {}^2/_8 \ldots {}^7/_8$ entsprechen, und zwar ist

$$\text{für } x < e_1 : y = x$$

$$\text{für } x > e_1 : y = e_1 + \frac{\beta_1}{n-1}(e + e_1)\left[1 - \left(\frac{e+e_1}{e+x}\right)^{n-1}\right]$$

Insbesondere für $e_1 = {}^1/_5$ ergiebt sich hiernach:

$$\frac{c}{c_1} = 1{\cdot}701 \;;\; \frac{c_1}{c} = 0{\cdot}588$$

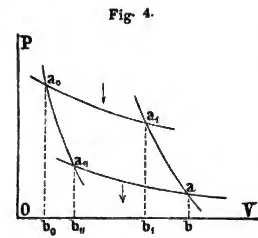
2. Luftmaschinen.

98.

Bezeichnungen und Voraussetzungen.

Unter Bezugnahme auf die Definitionen und Bezeichnungen in Nr. 77 und 78 wird im Folgenden eine *geschlossene* Luftmaschine vorausgesetzt, indem eine solche (abgesehen von der Gasmaschine) z. Z. allein zu einiger Hoffnung auf vortheilhafte Verwendung in gewissen Fällen berechtigt.

Fig. 4.



. In Betreff der Gesetzmässigkeit des Kreisprocesses wird vorausgesetzt, dass die beiden Theile a_0 a_1 und aa_2 der Zustandscurve a_0 a_1 a a_2 a_0 (Fig .4) von einerlei Art sind und der Gleichung:

$$p\, v^m = \text{Const.}$$

entsprechen, dass ebenso auch die beiden anderen Theile a_1 a und a_2 a_0 von einerlei Art sind und der Gleichung:

$$p\, v^{m_1} = \text{Const.}$$

entsprechen. Es ist dabei vorbehalten, die Exponenten m und m_1 als constante Mittelwerthe in jedem Falle so zu wählen, dass dieser angenommene einfach gesetzmässige Kreisprocess sich dem wirklichen möglichst genau anschliesst. Während bei dem idealen Kreisprocess nach Nr. 78

$$m = 1 \text{ und } m_1 = n$$

sein sollte, unter $n = \frac{c_1}{c} = 1{\cdot}41$ das Verhältniss der beiden specifischen Wärmen der Luft bei constantem Druck und constantem Volumen verstanden, wird hier

$$m \gtreqless 1 \text{ und } m_1 \lesseqgtr n$$

vorausgesetzt, so dass die specifischen Wärmen μ und μ_1 für beiderlei Zustandsänderungen:

$$\mu = \frac{m - n}{m - 1} c;\ \ \mu_1 = \frac{m_1 - n}{m_1 - 1} c \ \ \text{(Nr. 23)}$$

niemals negativ sind.

Es seien der Druck (Kilogr. pro Quatratmtr.), das specifische Volumen (Cubikmtr. pro Kilogr.) und die absolute Temperatur der Arbeitsluft:

im Zustande $a_0 = p_0,\ v_0,\ T_0$

im Zustande $a_1 = p_1,\ v_1,\ T_1$

im Zustande $a\ \ = p,\ \ v,\ \ T$

im Zustande $a_2 = p_2,\ v_2,\ T_2$

Wenn dann, wie vorausgesetzt wird, die Wärmezuführung auf dem Wege a_2 a_0 a_1, die Wärmeentziehung auf dem Wege a_1 a a_2 stattfindet, so ist:

T_1 die grösste, T_2 die kleinste absolute Temperatur,

v das grösste, v_0 das kleinste specifische Volumen,

und, wenn p' den grössten, p'' den kleinsten Druck bezeichnet,

so ist für $m > 0 : p' = p_0$ und $p'' = p$

für $m < 0 : p' = p_1$ und $p'' = p_2$

Es sei ferner:

Q_1 die Wärmemenge, welche bei einem Kreisprocess der Arbeitsluft pro 1 Kilogr. derselben zugeführt wird,

Q_2 die Wärmemenge, welche bei einem Kreisprocess der Arbeitsluft pro 1 Kilogr. derselben entzogen wird,

$L_0 = \frac{Q_1}{A}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)$ das Maximum der Arbeit eines Kreisprocesses pro 1 Kilogr. Luft bei gegebenen Werthen Q_1, T_1 und T_2 (Nr. 78),

L_i die indicirte Arbeit eines Kreisprocesses von der vorausgesetzten Art pro 1 Kilogr. Luft,

η_s der Wirkungsgrad des Systems der Maschine bei dieser Art des Kreisprocesses, also:

$$\eta_s = \frac{L_i}{L_0} = \frac{A\,L_i}{Q_1}\,\frac{T_1}{T_1 - T_2}$$

G Kilogr. die dem Kreisprocess in der Maschine unterworfene Gewichtsmenge Luft,

u die Anzahl der Kreisprocesse pro Minute,

$E_i = \frac{u}{60}\,G\,L_i$ der indicirte Effect,

$E = \eta_i\,E_i$ der Nutzeffect in Kilogrmtr. pro Secunde,

V das grösste Volumen, welches die Arbeitsluft in der Maschine (im Zustande a) einnimmt:

$$V = G\,v = G\,\frac{R\,T}{p} = \frac{60}{u}\,\frac{E_i}{L_i}\,\frac{R\,T}{p}$$

99.

Allgemeine Formeln.

Bei der in Nr. 99 vorausgesetzten Art des Kreisprocesses ist immer:

$$T_0\,T = T_1\,T_2$$

und wenn man vermittelst dieser Gleichung T_0 durch T, T_1 und T_2 ausdrückt, ergiebt sich:

$$Q_1 = \mu\,(T_1 - T_0) + \mu_1\,(T_0 - T_2) = \mu\,(T - T_2)\,\frac{T_1}{T} + \mu_1\,(T_1 - T)\,\frac{T_2}{T}$$

$$Q_2 = \mu\,(T - T_2) + \mu_1\,(T_1 - T)$$

$$L_i = \frac{Q_1 - Q_2}{A} = \frac{\mu - \mu_1}{A}\,\frac{(T_1 - T)\,(T - T_2)}{T}$$

$$V = \frac{60}{u}\,\frac{E_i}{p}\,\frac{A\,R}{\mu - \mu_1}\,\frac{T^2}{(T_1 - T)\,(T - T_2)}$$

100.

Vortheilhafteste Verhältnisse.

Bei gegebenen Grenztemperaturen T_1 und T_2 sind die Zwischentemperaturen

T_0 und T zunächst nur an die eine Beziehung: $T_0\, T = T_1\, T_2$ gebunden; eine zweite Bedingung kann willkürlich gewählt werden. Mit Rücksicht darauf, dass es besonders die grossen Dimensionen der Luftmaschinen sind, welche ihre erfolgreiche Concurrenz mit anderen Kraftmaschinen erschweren, und dass diese Dimensionen mit dem Maximalvolumen V der Arbeitsluft wachsen und abnehmen, erscheint es am angemessensten, den Kreisprocess möglichst so zu leiten, dass infolge des entsprechenden Werthes von T das erforderliche Volumen V unter übrigens gegebenen Umständen, insbesondere bei gegebenen Werthen von

$$E_i,\ u,\ p,\ \mu,\ \mu_1,\ T_1,\ T_2$$

möglichst klein sei. Das ist der Fall für:

$$T = 2\frac{T_1\, T_2}{T_1 + T_2},\ \text{also}\ T_0 = \frac{T_1\, T_2}{T} = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

wodurch eine solche Begrenzung der einzelnen 4 Perioden des Kreisprocesses bedingt wird, welche den Volumenverhältnissen:

$$\frac{v_0}{v_1} = \frac{v_2}{v} = \left(\frac{2\,T_1}{T_1 + T_2}\right)^{\frac{1}{m-1}};\quad \frac{v_0}{v_2} = \frac{v_1}{v} = \left(\frac{2\,T_2}{T_1 + T_2}\right)^{\frac{1}{m_1-1}}$$

entspricht. Es ist dann

$$\text{für } m > 0:\ \frac{p'}{p''} = \frac{p_0}{p} = \left(\frac{2\,T_1}{T_1 + T_2}\right)^{\frac{m}{1-m}} \left(\frac{T_1 + T_2}{2\,T_2}\right)^{\frac{m_1}{m_1-1}}$$

$$\text{für } m < 0.\ \frac{p'}{p''} = \frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{2\,T_1}{T_1 + T_2}\right)^{\frac{m}{m-1}} \left(\frac{T_1 + T_2}{2\,T_2}\right)^{\frac{m_1}{m_1-1}}$$

Unter diesen Umständen wird der indicirte Effect:

$$E_i = \frac{u}{60}\,\frac{\mu - \mu_1}{A\,R}\,\frac{(T_1 - T_2)^2}{4\,T_1\,T_2}\,V p$$

Ferner:

$$Q_1 = (\mu + \mu_1)\frac{T_1 - T_2}{2};\ Q_2 = (\mu\, T_2 + \mu_1\, T_1)\frac{T_1 - T_2}{T_1 + T_2}$$

und der Wirkungsgrad des Systems:

$$\eta_s = \frac{\mu - \mu_1}{\mu + \mu_1}\,\frac{T_1}{T_1 + T_2}$$

Um die Wärmemengen zu finden, welche der Arbeitsluft stündlich zugeführt und entzogen werden müssen, hat man Q_1 und Q_2 mit $60\,u\,G$ zu multipliciren; dabei ist, abgesehen von Luftverlusten:

$$G = V\frac{p}{R\,T} = \frac{V\,p}{2\,R}\,\frac{T_1 + T_2}{T_1\,T_2}$$

Was endlich die angemessenen Werthe von μ und μ_1, also m und m_1 betrifft, so ist es mit Rücksicht auf η_2 vortheilhaft, dass μ_1 möglichst klein, also m_1 möglichst wenig $>$ n sei, dass also die Zustandscurven a_1 a und a_2 a_0 möglichst wenig von adiabatischen Curven verschieden seien. Mit Rücksicht auf einen möglichst kleinen Werth von $\frac{p'}{p''}$ wäre dann m $=$ 0 am besten, einem constanten Maximaldruck von a_0 bis a_1 sowie einem constanten Minimaldruck von a bis a_2 entsprechend; indessen wird E_1 bei gegebenem Werth von V grösser, wenn p grösser als der Minimaldruck, wenn also m $<$ 0 ist.

101.

Ausgeführte Luftmaschinen.

Die bisherigen Ausführungen geschlossener Luftmaschinen, insbesondere die Maschinen von *Laubereau*, *Schwartzkopff* und von *Lehmann*, haben im Wesentlichen die folgenden Eigenthümlichkeiten gemein.

Der Behälter für die Arbeitsluft ist an der Stelle offen, wo der bewegliche Arbeitskolben K den Abschluss bildet, so dass dieser Kolben einerseits von der Arbeitsluft, anderseits von der atmosphärischen Luft berührt wird, die Maschine also einfach wirkend ist. In jenem Behälter sind ausser dem cylindrischen Raum R, in welchem sich K bewegt, zwei Räume R_1 und R_2 zu unterscheiden; die Wand von R_1 wird von den Heizgasen, die Wand von R_2 von Kühlwasser berührt, so dass in R_1 die Wärmezuführung stattfindet und stets eine höhere Temperatur herrscht, als in R_2, wo die Wärmeentziehung stattfindet. Mit Rücksicht auf die Dauerhaftigkeit der Liederung von K communicirt R am besten mit dem kälteren Raum R_2 oder fällt damit zusammen (Maschine von *Lehmann*). Zwischen R_1 und R_2 bewegt sich in dem daselbst cylindrisch gestalteten Behälter ein zweiter Kolben K_1, der Verdränger, welcher vermöge seines Materials und seiner bedeutenden Dicke resp. Länge die Wärme schlecht leitet und welcher nicht dicht anschliessend ist, so dass er nur die Temperaturausgleichung in R_1 und R_2 möglichst verhindert, die Communication dagegen und somit die Druckausgleichung nur wenig erschwert. Jenachdem durch die Stellung von K_1 die Arbeitsluft in R_1 oder in R_2 hinein gedrängt wird, findet eine überschüssige Zuführung oder Entziehung von Wärme statt. Indem nun die Bewegung von K und K_1 so geregelt ist, insbesondere bei ähnlicher Art beider Bewegungen der Verdränger K_1 eine solche Voreilung vor dem Arbeitskolben K hat, dass die Arbeitsluft gegen die Mitte der Auswärtsbewegung von K fast ganz in R_1, gegen die Mitte der Einwärtsbewegung von K fast ganz in R_2 angesammelt ist, ergiebt sich der folgende allgemeine Verlauf des Kreisprocesses, wenn mit p, v, T für irgend einen Augenblick die Mittelwerthe des Drucks, des specifischen Volumens und der absoluten Temperatur der Arbeitsluft im ganzen Behälter bezeichnet werden.

1ter Theil des Auswärtsschubes von K (a_0 a_1, Fig. 4): Uebergang der Luft aus R_2 in R_1, Zunahme von T, wegen gleichzeitiger Zunahme von v aber geringe Aenderung von p.

2ter Theil des Auswärtsschubes von K (a_1 a, Fig. 4): Uebergang der Luft aus R_1 in R_2, Abnahme von T, deshalb und wegen gleichzeitiger Zunahme von v wesentliche Abnahme von p.

1ter Theil des Einwärtsschubes von K (a a_2, Fig. 4): Fortdauer des Luftüberganges aus R_1 in R_2, weitere Abnahme von T, wegen gleichzeitiger Abnahme von v aber geringe Aenderung von p.

2ter Theil des Einwärtsschubes von K (a_2 a_0, Fig. 4): Uebergang der Luft aus R_2 in R_1, Zunahme von T, deshalb und wegen gleichzeitiger Abnahme von v wesentliche Zunahme von p.

Bei der Unmöglichkeit eines absolut dichten Abschlusses, insbesondere durch den Kolben K, ist im Beharrungszustande, wo bei jedem Kolbenspiele ebenso viel Luft ein- wie austritt, der kleinste Druck im Behälter kleiner als der Atmosphärendruck, und zwar um so mehr, ein je grösserer Widerstand dem Eindringen der Luft entgegengesetzt wird. Bei der Maschine von *Lehmann* ist dieser Widerstand durch eine entsprechende Art der Liederung von K absichtlich ermässigt; die nützliche Wirkung dieser Massregel ist wesentlich an den Umstand gebunden, dass K nur mit der kälteren Arbeitsluft in Berührung kommt.

Bei der Anwendung der Formeln aus Nr. 98—100, welche streng genommen einen in demselben Augenblick durchweg gleichen Zustand in allen Theilen der Arbeitsluft voraussetzen, müssen unter p, insbesondere aber unter v und T gewisse Mittelwerthe der in den verschiedenen Räumen der Maschine mehr oder weniger verschiedenen Werthe dieser Grössen verstanden werden. Die rechnungsmässige Berücksichtigung dieser Verschiedenheiten würde die Formeln sehr complicirt machen; auch ist deshalb die vortheilhafteste Voreilung des Verdrängers K_1 am besten durch Probiren zu bestimmen.

Eine *Lehmann*'sche Maschine, gebaut von *F. Ringhoffer* in Smichow bei Prag, mit welcher *W. Eckerth* sehr vollständige Versuche anstellte (Technische Blätter, Vierteljahrsschrift des deutschen Arch. u. Ingen.-Vereins in Böhmen, Jahrg. 1, Heft 2), hatte folgende Hauptdimensionen.

K: Durchm. $d = 0{\cdot}349$ Mtr., Fläche $F = 0{\cdot}09566$ Quadratmtr., Hub $s = 0{\cdot}175$ Mtr.

K_1: Durchm. $d_1 = 0{\cdot}342$ Mtr., Hub $s_1 = 0{\cdot}244$ Mtr.

Kleinstes Luftvolumen $V_0 = 0{\cdot}02125$ Cubikmtr.,

grösstes " $V = 0{\cdot}03795$ "

Der Indicator wurde mit dem Raum R (also R_2) in Verbindung gebracht; den betreffenden Diagrammen zufolge kann sehr nahe $m = 0$, also

$$\mu = nc = 0{\cdot}2375;\ p' = p_0 = p_1;\ p'' = p = p_2$$

gesetzt werden, und zwar ist (im Durchschnitt aus den Diagr. Nr. 4, 5 und 6 a. a. O.):

$$p' = 17640;\ p'' = 10000$$

und die mittlere Spannungsdifferenz bei gleicher Stellung des auswärts und einwärts gehenden Kolbens K:

$$p_i = 4203$$

Hieraus und mit $u = 97$ ergiebt sich $E_i = \frac{u}{60} F p_i s = 113{\cdot}7$, während zufolge der Messung mit dem *Prony*'schen Zaum:

$$E = 73{\cdot}5 \text{ war, entsprechend } \eta_i = 0{\cdot}646.$$

Die Formeln in Nr. 98 und 99 ergeben mit diesen Beobachtungswerthen:

$$T_0 : T_1 : T : T_2 = 0{\cdot}657 : 1 : 0{\cdot}665 : 0{\cdot}437$$

$$m_i = 1{\cdot}453;\ \mu_1 = 0{\cdot}0160$$

$$Q_1 = 0{\cdot}08498\,T_1\,;\; Q_2 = 0{\cdot}05951\,T_1$$

$$L_i = 0{\cdot}02547\,\frac{T_1}{A}\,;\; L_0 = 0{\cdot}04784\,\frac{T_1}{A}\,;\; \eta_s = \frac{L_i}{L_0} = 0{\cdot}532$$

Mit $G = V\,\frac{p}{R\,T} = \frac{19{\cdot}477}{T_1}$ ist die Wärmemenge, welche die Arbeitsluft (abgesehen von dem Luftaustausch und entsprechenden Wärmeverlust durch die Liederung des Kolbens K) stündlich entzogen, also vom Kühlwasser aufgenommen wurde:

$$60\,u\,G\,.\,Q_2 = 6746 \text{ Wärmeeinheiten.}$$

Die Circulation des Kühlwassers wurde durch eine kleine Pumpe vermittelt, welche bei $u = 97$ stündlich $663\,\varphi$ Kilogr. Wasser förderte, unter φ ihren Förderungsgrad verstanden, welcher gemäss einer anderen Controlbeobachtung zu $\varphi = 0{\cdot}96$ geschätzt werden darf. Die Temperatur des aus dem Kühlraum abfliessenden Wassers war fast beständig 9° C. höher, als die des eintretenden; es wurden also pro Stunde

$$9.663.0{\cdot}96 = 5728 \text{ W. E.}$$

dauernd vom Kühlwasser aufgenommen, und der Rest: 6746 — 5728 = 1018 W. E. ging durch die äussere Wand des den Raum R_2 begrenzenden Wassermantels verloren.

Pro Nutzpferdestärke und pro Stunde verbrauchte die Maschine 4·6 Kilogr. einer Steinkohle, deren Heizwerth nach Massgabe ihres Preisverhältnisses zu einer anderen Kohle von bekanntem Heizwerth auf nur 3500 W. E. (?) pro 1 Kilogr. geschätzt wird. —

Nach Versuchen von *Tresca* in Paris gebrauchte eine *Laubereau*'sche Maschine von 0·8 Nutzpferdestärken 4·5—5 Kilogr. Coaks mit einem Heizwerth von ungefähr 7000 W. E.

3. Gasmaschinen.

102.

Verschiedene Systeme.

Die bisher ausgeführten Gasmaschinen sind offene calorische Maschinen mit geschlossener Feuerung (Nr. 77). Die Maschinen von *Lenoir* und von *Hugon* sind nach Art von Dampfmaschinen gebaute doppelt wirkende Maschinen; die Maschine von *Otto* und *Langen* ist eine einfach wirkende atmosphärische Maschine, indem das Gemenge von Gas und atmosph. Luft stets auf derselben Seite des Kolbens zugeführt und entzündet, und die Expansionsarbeit unmittelbar zur Erzeugung eines luftverdünnten Raumes benutzt wird, in Folge dessen dann der äussere Luftdruck den Kolben rückwärts treibt.

Bei der Maschine von *Lenoir* wird die Entzündung durch einen elektrischen Funken, bei den übrigen durch besondere Gasflämmchen bewirkt; bei der *Hugon*'schen Maschine wird behufs der Temperaturerniedrigung mit einem geringeren Aufwand an Kühlwasser und einem geringeren Druckverlust zugleich etwas Wasser in das Innere des Cylinders bei jedem Kolbenspiele eingeführt.

103.

Physikalische Constanten, betreffend das Steinkohlengas und seine Verbrennung.

1 Cubikmeter Steinkohlengas enthält im Durchschnitt:
0·42 Cubikmtr. Einfach-Kohlenwasserstoffgas ($C H_4$),
0·08 „ Zweifach-Kohlenwasserstoffgas ($C_2 H_4$),
0·40 „ Wasserstoffgas,
0·07 „ Kohlenoxydgas,
0·03 „ Stickstoffgas.

Werden im Folgenden alle Volumina und specifischen Gewichte (Gewichte von 1 Cubikmeter) auf den normalen Atmosphärendruck (0·76 Mtr. Quecksilbersäule) und 15° C. bezogen, die Dichten auf atmosphärische Luft = 1, so ist bei obiger Zusammensetzung:

specif. Gewicht des Gases . . . . $\Gamma_0 = 0{\cdot}535$ Kilogr.
Dichte des Gases . . . . $\Delta_0 = \frac{\Gamma_0}{\gamma_0} = 0{\cdot}4367$
nämlich das specif. Gewicht der Luft . . . . . $\gamma_0 = 1{\cdot}225$ Kilogr.
Heizwerth von 1 Kilogr. Gas . . . . $K_1 = 10430$ W. E.
Heizwerth von 1 Cubikmtr. Gas . . . . $K = \Gamma K_1 = 5580$ W.E.
Luftgewicht zu vollkommener Verbrennung von 1 Kilogr. Gas . . . . $L_1 = 14{\cdot}5$ Kilogr.
Luftvolumen zu vollkommener Verbrennung von 1 Cubikmtr. Gas . . . . $L = 6{\cdot}3$ Cubikmtr.

Wenn 1 Cubikmtr. Gas mit a Cubikmtr. Luft gemischt wird, so ist das specif. Gewicht der Mischung:

$$\gamma = \frac{1{\cdot}225\,a + 0{\cdot}535}{a + 1}$$

„ die Dichte $\delta = \frac{\gamma}{1{\cdot}225} = \frac{a + 0{\cdot}4367}{a + 1}$

Nach der Entzündung und vollkommenen Verbrennung wird für das aus Kohlensäure, Wasser, Stickstoffgas und überschüssiger Luft ($a > 6{\cdot}3$ vorausgesetzt) bestehende Gasgemenge

$$\text{die Dichte: } \Delta = \frac{a + 0{\cdot}48}{a + 0{\cdot}83}$$

die specif. Wärme für constanten Druck:

$$c_1 = \frac{0{\cdot}2375\,a + 0{\cdot}343}{a + 0{\cdot}48}$$

und die specif. Wärme für constantes Volumen:

$$c = \frac{0{\cdot}1684\,a + 0{\cdot}286}{a + 0{\cdot}48}$$

Die chemische Umsetzung der Atome bei der Verbrennung ist also mit einer mässigen Verdichtung:

$$\vartheta = \frac{\Delta}{\delta} = \quad 1{\cdot}024 \qquad 1{\cdot}020 \qquad 1{\cdot}017 \qquad 1{\cdot}014$$

$$\text{für } a = \quad 8 \qquad 10 \qquad 12 \qquad 14$$

verbunden.

Ist ferner T_0 die absolute Temperatur und p_0 Kilogr. pro Quadratmtr. der Druck des Gasgemenges vor der Entzündung, T_1 die absolute Temperatur und p_1 Kilogr. pro Quadratmtr. der Druck unmittelbar nach der Entzündung, so ist näherungsweise, wenn man annimmt, dass pro 1 Cubikmtr. Gas α K Wärmeeinheiten momentan bei constantem Volumen entwickelt werden,

$$T_1 - T_0 = \frac{1}{c} \frac{\alpha K}{(a+1)\gamma}; \quad \frac{p_1}{p_0} = \frac{1}{\vartheta} \frac{T_1}{T_0}$$

Werden dabei c und ϑ in der obigen Weise berechnet, so kommen diese Formeln der Wahrheit um so näher, je weniger $\alpha < 1$ ist.

Wenn aber in dem Raum, in welchem die Entzündung des Gasgemenges stattfindet, sich tropfbar flüssiges Wasser befindet (*Hugon*'sche Gasmaschine), etwa q Liter (oder Kilogr.) Wasser pro 1 Cubikmtr. Gas von atm. Druck und 15° C., also pro $(a+1)$ Cubikmtr. Gasgemenge, so ist, wenn jetzt für das Gasgemenge nach der Entzündung die Dichte und die specif. Wärme für constanten Druck resp. constantes Volumen mit

$$\Delta'; \; c_1'; \; c'$$

bezeichnet werden, während im Uebrigen die Buchstaben ihre obigen Bedeutungen (entsprechend $q = 0$) behalten:

$$\Delta' = \frac{(a+1)\gamma + q}{\frac{(a+1)\gamma}{\Delta} + 1{\cdot}6q}$$

$$c_1' = \frac{(a+1)\gamma c_1 + 0{\cdot}48q}{(a+1)\gamma + q}; \quad c' = c_1' - \frac{0{\cdot}069}{\Delta'}$$

Wenn man ferner annimmt, dass die Verdampfung des vorhandenen Wassers in demselben Verhältniss α momentan stattfindet wie die Verbrennung des Gases, so sind die Temperaturerhöhung und der Druck, welche momentan hervorgebracht werden, bestimmt durch die Gleichungen:

$$T_1 - T_0 = \frac{1}{c'} \frac{\alpha (K - 600\,q)}{(a+1)\gamma + q}; \quad \frac{p_1}{p_0} = \left(\frac{1}{\vartheta} + \frac{1{\cdot}306\,q}{a+1}\right) \frac{T_1}{T_0}$$

Durch die Gegenwart von Wasser wird der Druck in geringerem Grade vermindert, als die absolute Temperatur.

Aus Versuchen mit Gasmaschinen lässt sich auf

$$\alpha = {}^2/_3 \text{ bis } {}^3/_4$$

schliessen.

104.

Doppelt wirkende Gasmaschinen.

Es sei:

F Quadratmtr. die wirksame Kolbenfläche,

s Mtr. die Länge des Kolbenschubes,

$s_1 = e_1 s$ der Kolbenweg während der Einströmung des Gasgemenges in den Cylinder,

p_0 der Druck des in den Cylinder einströmenden und des aus demselben ausströmenden Gasgemenges, welcher unter Abstraction von den hydraulischen Widerständen (vorbehaltlich ihrer Berücksichtigung durch den empirisch zu bestimmenden Wirkungsgrad η_i: siehe unten) = dem Atmosphärendruck gesetzt wird,

p_1 der Druck, T_1 die absolute Temperatur des Gasgemenges unmittelbar nach der Entzündung, von welcher vorausgesetzt wird, dass sie unmittelbar nach der Absperrung bei dem Kolbenwege s_1 stattfindet,

p der Druck, T die absolute Temperatur des abgesperrten Gasgemenges zu Ende der Expansion.

Alle diese Drucke sind in Kilogr. pro Quadratmtr. ausgedrückt vorausgesetzt. Ferner sei:

T_0 die absolute Temperatur, welche das Gasgemenge annimmt, indem zu Ende eines Kolbenweges infolge der Eröffnung des Austrittscanals der Druck sehr schnell von p auf p_0 herabsinkt,

T_2 die mittlere absolute Temperatur, mit welcher das Gasgemenge demnächst bei fast constantem Drucke p_0 weiter ausströmt,

T' die mittlere absolute Temperatur des den Cylinder umfliessenden Kühlwassers,

u die Anzahl der Doppelschübe des Kolbens oder der Kurbelumdrehungen pro Min.,

E_i der indicirte Effect in Kilogrmtr. pro Sec., welcher unter Abstraction vom schädlichen Raum und unter der Voraussetzung berechnet wird, dass die Expansion des Gasgemenges bis zu Ende des Schubes, also während des Kolbenweges $(1 - e_1)$ s, die Ausströmung vor dem Kolben während des ganzen Schubes s dauert, und dass bei der Expansion sich der Druck umgekehrt proportional der m^{ten} Potenz des Volumens ändert,

$E = \eta_i E_i$ der Nutzeffect in Kilogrmtr. pro Sec.,

G Cubikmtr. der Gasverbrauch im Cylinder pro Stunde und Nutzpferdestärke, gemessen bei dem Drucke p_0 und der Temperatur von etwa 15° C., womit das Gasgemenge in den Cylinder einströmt,

Q die Wärmemenge, welche von dem den Cylinder umfliessenden Kühlwasser pro 1 Cubikmtr. verbrauchten Gases aufgenommen wird,

$a, \gamma, q, K, \alpha, c_1', c'$: siehe Nr. 103, $n = \frac{c_1'}{c'}$.

Ist q = 0 (*Lenoir*'sche Maschine), so sind die specif. Wärmen des Gasgemenges nach der Entzündung = c_1 und c (Nr. 103) statt c_1' und c'.

Hiernach ist:

$$E = \varphi F s u \text{ mit } \varphi = \frac{\eta_i}{30}\left[p_1 \frac{e_1 - e_1^m}{m-1} - p_0 (1 - e_1)\right]$$

$$G = \frac{9000}{a+1}\,\frac{e_1}{\varphi}$$

und unter gewissen nur angenähert richtigen Voraussetzungen, insbesondere bei der Annahme, dass die momentan nur unvollständig (im Verhältniss α) statt-

findende Verbrennung des Gases und Verdampfung des in den Cylinder etwa mit eingeführten Wassers nachträglich bei der Expansion noch vollständig stattfinde:

$$Q = (1-\alpha)\left(K - 600\,q\right) + \left[(a+1)\,\gamma + q\right]\left[\frac{m-n}{m-1}\,c'(T_1 - T) + c_1\,(T_0 - T_2)\right]$$

$$\text{mit } T = T_1\ e_1^{\,m-1}\,;\ T_0 = T_1\left(\frac{p_0}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} e_1^{\,\frac{m-n}{n}}$$

$$T_2 = T' + (T_0 - T') \times$$

$$\frac{\frac{1}{2}(1-e_1^2)\,c_1'\,(T_1 + T - 2\,T')}{\frac{(1-\alpha)(K-600\,q)}{(\alpha+1)\,\gamma+q} + \frac{m-n}{m-1}\,c'\,(T_1 - T) + \frac{1}{2}(1-e_1^2)\,c_1'\,(T_1 + T - 2\,T')}$$

Berechnung von T_1 und $\frac{p_1}{p_0}$ siehe Nr. 103, woselbst $T_0 = 273 + 15 = 288$ zu setzen ist entsprechend der Voraussetzung einer Temperatur von 15° des in den Cylinder einströmenden Gemenges von Gas und Luft. Die Formeln dieser Nr. 104 gelten für die *Lenoir*'sche und für die *Hugon*'sche Maschine gemeinschaftlich; Specialisirung derselben für diese beiden Systeme: Nr. 105 und 106.

105.

Lenoir'sche *Gasmaschine.*

Bei derselben ist $q = 0$. Die Zahl m ist vorzugsweise von Q abhängig; je reichlicher Wärme durch das Kühlwasser entzogen wird, desto grösser ist m, desto kleiner also zwar die Expansionswirkung, desto besser aber der Schutz des Cylinders gegen den schädlichen Einfluss der hohen Temperatur. Mit Versuchen von *Tresca* ist die Annahme:

$$m = 2$$

in befriedigender Uebereinstimmung; damit und mit $p_0 = 10333$ ergiebt sich:

$$E = \varphi\,F\,s\,u \quad \text{mit } \varphi = 344{\cdot}4\,\eta_1\,(1 - e_1)\left(\frac{p_1}{p_0}\,e_1 - 1\right)$$

und es ist somit unter übrigens gleichen Umständen

$$\varphi = \text{max., folglich } E = \text{max. für } e_1 = \frac{p_1 + p_0}{2\,p_1}$$

$$\text{dagegen } \frac{e_1}{\varphi} = \text{min., folglich } G = \text{min. für } e_1 = \sqrt{\frac{p_0}{p_1}}$$

Hiernach soll der Füllungsgrad e_1 so gewählt werden, dass

$$\sqrt{\frac{p_0}{p_1}} \lesseqgtr e_1 \lesseqgtr \frac{p_1 + p_0}{2\,p_1}$$

ist. Bei dem Betriebe der *Lenoir*'schen Maschine wird dem Gase etwa doppelt

vollkommenen Verbrennung nöthig wäre, ins-
wähnten Versuchen von *Tresca* war a = 13.
einkohlengas von mittlerer Zusammensetzung

0·1836, $n = 1{\cdot}386$, $\vartheta = 1{\cdot}016$

e_1 = 0·44 bis 0·60 zu wählen. Zwischen
ch von e_1 abhängig, und zwar findet man für
chschnitt:

= 4200 W. E.

chsendem Werthe von e_1.
nten Versuchsresultate mit obigen Formeln

$\eta_1 = 0{\cdot}57$

Folgerungen in Ermangelung anderweitiger
die Beschaffenheit des verwendeten Gases sei
nahe übereinstimmend gewesen.

d $\eta_1 = 0{\cdot}55$

	0·55	0·6
1	158·1	160·2
	2·24	2·41

106.

che Gasmaschine.

Vasser in den Cylinder bei jeder neuen Fül-
eentziehung durch das Kühlwasser, also einen
und zwar kann gesetzt werden:

für $q = \overline{\lessgtr} 3$ (Nr. 103)

chst grossen Werth von E und einen mög-
4) ist dann der Füllungsgrad e_1 so zu wäh-

$$g = \frac{1}{m-1} \lg \frac{p_1 + (m-1)\, p_0}{m\, p_1}\Big)$$

ng mit der Bedingung unter Nr. 105. Setzt
= ²/₃, a = 13 und dabei q = 2 (bei Ver-
'schen Maschine war a = 13·88, q = 2·3,

›bachtungen zu folgern: $\alpha = 0{\cdot}66$ bei Voraussetzung einer mitheit des Gases wie in Nr. 103), so findet man nach Nr. 103:

$$c'_1 = 0{\cdot}2789,\ c' = 0{\cdot}2038,\ n = 1{\cdot}368$$

288:

$$T_1 = 1064^0,\ \frac{p_1}{p_0} = 4{\cdot}33$$

ı Umständen und mit $m = 1{\cdot}6$ ist $e_1 = 0{\cdot}40 - 0{\cdot}57$ zu wählen, 10333 ist (Nr. 104):

$$F\,s\,u \quad \text{mit}\ \varphi = 344{\cdot}4\,\eta_1 \left[7{\cdot}21\left(e_1 - e_1^{\,1{\cdot}6}\right) - 1 + e_1\right]$$

ıten Versuchen zufolge kann auch hier

$$\eta_1 = 0{\cdot}55$$

; damit ergiebt sich für den hier vorausgesetzten Fall:

$$= 13,\ q = 2,\ \frac{p_1}{p_0} = 4{\cdot}33,\ m = 1{\cdot}6$$

= 0·4	0·45	0·5	0·55
= 117·4	129·8	137·6	141·2
= 2·19	2·23	2·34	2·50

Entzündung des Gasgemenges dienenden Flämmchen erfordern ı 0·25 Cubikmtr. Gas pro Stunde. Sind diese Werthe von φ und ungünstiger, als bei der *Lenoir*'schen Maschine, so lässt sich dabedeutend kleineren Maximaltemperatur eine grössere Dauerhafndere der Kolbenliederung erwarten. Auch der Bedarf an Kühlblich kleiner; insbesondere für $e_1 = 0{\cdot}5$ findet man unter obigen ›n und mit $T' = 273 + 40 = 313$ nach den Formeln in Nr. 104:

$$Q = 2780 \text{ W. E.}$$

107.

tmosphärische Gasmaschine von Otto & Langen.

ssetzung von Meter, Quadratmtr., Kilogr., Kilogr. pro Quadratmtr. . als Einheiten von Längen, Flächen, Gewichten oder Kräften, ıgen und Arbeiten sei:

schnitt des vertical stehenden Cylinders,

er der Höhe des Kolbens in irgend einem Augenblicke die Höhe ›lbenfläche über einer Horizontalebene verstanden wird, welche um

'olumen des Einströmungscanals bis zur Schieberfläche) tiefer

wirkliche Bodenfläche des Cylinders, so sei:

›he bei der höchsten Lage des Kolbens,

bei der tiefsten Lage (e Coefficient des schädlichen Raumes),

dieselbe zu Ende der Einströmung des Gasgemenges unter dem ›nden Kolben oder im Augenblick der Entzündung des abgesperrten ›nges,

$$v = \sqrt{\frac{2 g s_1}{\pi} \left\{ \frac{n_1}{m_1 - 1} \left[1 - \left(\frac{s_1}{x} \right)^{m_1 - 1} \right] - (1 + \pi + \varrho) \left(\frac{x}{s_1} - 1 \right) \right\}}$$

Mit $x = s$ findet man so die ganze Flugzeit t, welche unter übrigens gleichen Umständen ungefähr proportional $\sqrt{\pi}$ ist. Mit

$$\frac{x}{s_1} = n_1^{\frac{1}{m_1}}$$

findet man die Zeit, in welcher die Spannung des Gasgemenges unter dem auffliegenden Kolben $= p_0$ wird, und welche $< \frac{15}{u}$ sein muss.

Die Zeit t_1 kann gesetzt werden:

$$t_1 = \frac{45}{u}$$

Die Zeit t_2 des Kolbenniederganges ist, was die Zeit des Niedersinkens durch die letzte Strecke $= (e_2 - e)$ s betrifft, je nach der Stellung des Ablasshahns verschieden; das Minimum derselben entspricht der Voraussetzung, dass infolge genügend weiter Oeffnung jenes Hahns sich der Kolben ganz bis zu seiner tiefsten Lage gemeinschaftlich mit der Schwungradwelle, d. h. mit der Geschwindigkeit

$$r\omega = \frac{r u}{9{\cdot}55}$$

abwärts bewegt, unter ω die Winkelgeschwindigkeit jener Welle und unter r den Theilrisshalbmesser des Zahnkranzes auf derselben verstanden. Somit ist:

$$\text{min. } t_2 = 9{\cdot}55 \frac{(1 - e) s}{r u}$$

und bei gegebener Umdrehungszahl u:

$$\text{max. } z = \frac{60}{t_1 + t + \text{min. } t_2}$$

Bei einer als ½pferdekräftig bezeichneten Maschine, mit welcher Prof. *Meidinger* experimentirte, ist:

$F = 0{\cdot}01767$, $s = 0{\cdot}99$ (bei vollem Aufflug des Kolbens), $e = 0{\cdot}010$, $e_1 = 0{\cdot}114$

$P = 21{\cdot}8$ Kilogr., also $\pi = 0{\cdot}119$

$R = 7$ „ „ $\varrho = 0{\cdot}038$ bei sorgfältiger Schmierung. Bei normalem Gange mit vollem Aufflug des Kolbens und fast vollständiger Oeffnung des Ablasshahns, so dass der Kolben mit fast constanter Geschwindigkeit bis zur tiefsten Lage sich abwärts bewegte, war:

$$z = 34, \quad u = 75, \quad T_2 = 273 + 200 = 473.$$

Das Kühlwasser (70 Liter) war ohne Ersatz in selbstthätiger Circulation begriffen und trat im Beharrungszustande, zu dessen Eintritt es eines etwa 10stündigen ununterbrochenen Ganges der Maschine bedurfte, aus dem mantelförmigen

Kühlraum, welcher den unteren Theil des Cylinders umgiebt, mit 83° C. aus und kehrte mit 67° C. in denselben zurück.

Mit $T = 293$ findet man $T_0 = 303$.

Aus dem (im Zustande p_0, T) gemessenen Gasverbrauch pro Stunde = 0·411 Cubikmtr. und aus z konnte der Gasverbrauch pro Kolbenspiel = G_1 Cubikm. (im Zustande p_0, T) und daraus:

$$a_0 = \frac{F s_1}{G_1} \frac{T}{T_0} - 1$$

ermittelt werden. Man findet:

$$a_0 = 8{\cdot}4 \text{ und damit } a = 7{\cdot}9$$

Nimmt man: $\vartheta = 1{\cdot}023$, $c = 0{\cdot}190$, $\alpha = {}^3/_4$, so ergiebt sich ferner nach den obigen Formeln:

$$e_2 = 0{\cdot}174,\ T_1 = 2338,\ n_1 = 7{\cdot}54,\ m_1 = 1{\cdot}62,\ m_2 = 0{\cdot}86$$

$$T' = 609,\ \frac{p'}{p_0} = 0{\cdot}224$$

Die Versuche ergaben:

$$E = 40,\ G = 0{\cdot}77$$

abgesehen von der Gasmenge, welche zur Entzündung des in den Cylinder eintretenden Gasgemenges verbraucht wurde und etwa 0·04 Cubikm. pro Stunde betrug. Hieraus und aus einigen weiteren Specialversuchen lässt sich mit Rücksicht auf die obigen Formeln für L_i und L schliessen:

$$\eta_i = 0{\cdot}838 - 0{\cdot}054 \frac{u}{z}$$

wobei jedoch zu bemerken ist, dass die Maschine sehr sorgfältig und in kurzen Intervallen geschmiert wurde. Für den gewöhnlichen praktischen Betrieb wird etwa

$$\eta_i = 0{\cdot}79 - 0{\cdot}07 \frac{u}{z}$$

zu setzen und G entsprechend grösser sein, vorausgesetzt dass die Maschine beinahe das Maximum ihrer Arbeit für den gegebenen Werth von u verrichtet, dass also $\frac{u}{z}$ nicht viel grösser ist, als das Minimum dieses Verhältnisses. G war merklich grösser, wenn durch Engerstellung des Ablasshahns, also durch Verkleinerung von z, besonders aber dann, wenn durch Engerstellung des Gaszuflusshahns, also durch Vergrösserung von a und entsprechende Verkleinerung von s der Nutzeffect E herabgezogen wurde.

Die Zeit, in welcher die Spannung unter dem auffliegenden Kolben von 7·54 Atm. auf 1 Atm. herabsinkt, ergiebt sich nach der Rechnung nur = 0·04 Sec., während bei u = 75 eine Viertelumdrehung der Steuerwelle 0·2 Sec. erfordert; ein Gasverlust beim Auffluge des Kolbens würde also auch bei wesentlich grösserer Schwere desselben noch nicht zu befürchten sein. Ferner ist:

$$t_1 = 0{\cdot}6 \text{ Sec}, \quad t = 0{\cdot}16 \text{ Sec. nach der Rechnung,}$$

$$\text{und mit } r = 0{\cdot}15 \text{ Meter: min. } t_2 = 0{\cdot}83 \text{ Sec.}$$

$$\text{max. } z = 38 \text{ bei } n = 75.$$

Dieser Maximalwerth von z kann in Wirklichkeit nicht ganz erreicht werden, weil bei der Rechnung nicht berücksichtigt ist, dass der Niedergang des Kolbens mit der Geschwindigkeit Null anfängt und aufhört, und dass durch das Einfallen des Sperrhakens in das Sperr-Rad ein Zeitverlust durch die begrenzte Zahl von Zähnen des Letzteren verursacht wird.

D. Dampfhämmer.

108.

Bezeichnungen, Annahmen und allgemeine Formeln.

(Einheiten: Meter und Kilogr., für Dampfspannungen: Atmosph.)

Es sei:

Q das Gewicht des Hammers, incl. Kolbenstange und Kolben,

H die Hubhöhe,

$h = iH$ diejenige Höhe des aufsteigenden Hammers, bei welcher die Zuströmung des Dampfes unter dem Kolben aufhört,

F der Querschnitt des Cylinders,

$f_1 F$ der Querschnitt der unteren Kolbenstange,

$F_1 = (1 - f_1) F$ die untere Kolbenfläche,

$f_2 F$ event. der Querschnitt einer oberen Kolbenstange,

$F_2 = (1 - f_2) F = k F_1$ die obere Kolbenfläche,

$a = 10333$ der Atmosphärendruck in Kilogr. pro Quadratm.,

p Atm. der Druck des in den Cylinder einströmenden Dampfes,

γ das specif. Gewicht (Gewicht von 1 Cubikm.) dieses Dampfes,

$P = F_1 a (p - 1) = m Q$ der den Hammer anhebende Dampfüberdruck,

D Kilogr. der Dampfverbrauch für einen Hammerschlag, abgesehen von schädlichen Räumen und Dampfverlusten,

$R_1 = \varrho_1 Q$ der mittlere Widerstand beim Aufgang des Kolbens, herrührend von der Kolben- und Kolbenstangen-Reibung und von dem Widerstand gegen das Ausströmen der Luft oder des Dampfes über dem Kolben,

$R_2 = \varrho_2 Q$ der mittlere Widerstand beim Fallen des Hammers, herrührend von denselben Reibungen und von dem Widerstand gegen das Ausströmen des Dampfes unter dem Kolben,

$L = \lambda Q H$ die lebendige Kraft, mit welcher der Hammer den Ambos trifft,

Z die Maximalzahl der Schläge des Hammers pro Minute.

In Folgendem ist vorausgesetzt, dass die Abstraction von schädlichen Räumen, von der Nachwirkung des unter dem aufsteigenden Kolben schon ausströmenden Dampfes und von anderen Nebenumständen durch entsprechende Schätzung besonders der Coefficienten ϱ_1 und ϱ_2 möglichst corrigirt werde.

Sind dann Q und p gegeben, so ist es im Allgemeinen passend,

$$H = \frac{1}{40} \sqrt{Q}$$

zu nehmen. Ferner sind f_1 und f_2 anzunehmen, und zwar

$$f_1 \text{ wenigstens } \begin{cases} = 0{\cdot}008 \text{ bis } H = 0{\cdot}8 \\ = 0{\cdot}01\, H \text{ für } H > 0{\cdot}8 \text{ Mtr.,} \end{cases}$$

sofern nicht, wie bei dem *Daelen*'schen Hammer, der angemessene Werth von f_1 durch andere Umstände, als durch die Anstrengung der Kolbenstange, bedingt ist.

Von den beiden Coefficienten i und m kann einer willkürlich angenommen werden; der andere, sowie auch der Coefficient λ sind dann in verschiedener Weise je nach dem System des Hammers durch die übrigen Elemente bestimmt: Nr. 109 — 112.

Der erforderliche Querschnitt des Cylinders ist:

$$F = \frac{F_1}{1 - f_1} \text{ mit } F_1 = \frac{m\,Q}{a\,(p-1)}.$$

Wenn man ferner die Erhebung des Hammers auf die Höhe h wie eine gleichförmig beschleunigte, die Erhebung auf den Rest $= H - h$ der Hubhöhe wie eine gleichförmig verzögerte, und den Fall von der Höhe H wie eine gleichförmig beschleunigte Bewegung in Rechnung bringt, so ist allgemein:

$$z\sqrt{H} = \frac{60\sqrt{\frac{1}{2}g}}{\sqrt{\frac{1}{i\mu}} + \sqrt{\frac{1}{\lambda}}} = \frac{132{\cdot}88}{\sqrt{\frac{1}{i\mu}} + \sqrt{\frac{1}{\lambda}}} \text{ mit } \mu = m - 1 - \varrho_1$$

Wenn man endlich den Quotienten $\frac{L}{D}$, welcher den Massstab für die Oekonomie der Dampfverwerthung abgiebt:

$$\frac{L}{D} = \lambda' \frac{a\,(p-1)}{\gamma}$$

setzt, so ist, falls die Einströmung des frischen Dampfes in den Cylinder nur bei der Erhebung des Hammers auf die Höhe h stattfindet,

$$\lambda' = \frac{\lambda}{i\,m};$$

falls aber der frische Dampf zugleich über dem niederfallenden Kolben zugelassen wird, während derselbe den Weg i′ H durchläuft, so ist:

$$\lambda' = \frac{\lambda}{(i + i'k)\,m}.$$

109.

Einfach wirkender Dampfhammer.

(*Nasmyth*'scher Hammer und analoge Constructionen.)

Unter der Voraussetzung, dass der Cylinderraum über dem Kolben beständig mit der atmosphärischen Luft communicirt, und dass in demselben Augenblick (auf der Höhe h), in welchem der Dampf unter dem aufsteigenden Kolben einzuströmen aufhört, derselbe hier auch schon wieder auszuströmen anfängt, hat man:

$$i = \frac{1+\varrho_1}{m}, \ \lambda = 1 - \varrho_2, \ \lambda' = \frac{1-\varrho_2}{1+\varrho_1}.$$

Insbesondere mit $\varrho_1 = 0{\cdot}05$ und $\varrho_2 = 0{\cdot}1$ ist:

$$\lambda = 0{\cdot}9, \ \lambda' = \frac{6}{7} = 0{\cdot}857$$

und für m =	1·5	2	2·5	3
i =	0·7	0·525	0·42	0·35
$z\sqrt{H}$ =	46·9	53·8	56·9	58·7.

110.

Doppelt wirkender Dampfhammer mit frischem Oberdampf.

Während der Hammer durch den unter dem Kolben einströmenden Dampf auf die Höhe h gehoben wird, strömt der Oberdampf in die Atmosphäre ab; es wird angenommen, dass über diese Höhe h hinaus der Unterdampf auch schon wieder ausströmt, über dem Kolben dagegen frischer Kesseldampf einströmt, und dass dieser Zustand während des Niederfallens des Hammers beständig andauert. Dann ist $i' = 1$ und

$$i = \frac{1+\varrho_1+k\,m}{(1+k)\,m}$$

$$\lambda = 1 - \varrho_2 + km; \ \lambda' = \frac{\lambda}{(i+k)\,m}$$

Insbesondere mit $k = 1$, $\varrho_1 = 0{\cdot}05$ und $\varrho_2 = 0{\cdot}15$ ist

für m =	3	4	5	6
$i = \frac{1{\cdot}05+m}{2\,m} =$	0·675	0·631	0·605	0·587
$\lambda = 0{\cdot}85 + m =$	3·85	4·85	5·85	6·85
$\lambda' =$	0·766	0·743	0·729	0·719
$z\sqrt{H} =$	96·2	111·8	125·3	137·2

111.

Modificationen der einfachen Dampfhammer-Systeme.

Durch den doppelt wirkenden Hammer Nr. 110 wird im Vergleich mit dem einfach wirkenden Hammer Nr. 109 der Effect und die Zahl der Schläge (λ und $z\sqrt{H}$) bei gegebenen Werthen von Q und H wesentlich vergrössert, jedoch auf Kosten der Oekonomie in der Dampfverwerthung (λ').

Eine geringere Vergrösserung von λ und $z\sqrt{H}$ ohne in Betracht kommende Verkleinerung von λ' wird erzielt:

1) durch die Anwendung frischen Oberdampfes nur zu Anfang des Kolbenniederganges ($i' < 1$) und zu Ende des Aufganges des Kolbens,

2) durch eine Prallvorrichtung, insbesondere durch einen Luftpuffer, d. h. durch Luft, welche über dem Kolben entweder beständig oder nur von einer

gewissen Höhenlage an abgesperrt ist, so dass sie beim Aufgange des Kolbens comprimirt wird und beim Niederfallen desselben wieder expandirt.

Eine mässige Vergrösserung von λ' kann durch Expansion des entsprechend früher abgesperrten Dampfes unter dem aufsteigenden Kolben erzielt werden, freilich auf Kosten von $z\sqrt{H}$, falls nicht gleichzeitig eines der Mittel unter 1) und 2) in Anwendung gebracht wird.

Eine mässige Vergrösserung von λ unter gleichzeitiger Vergrösserung von λ' wird durch expandirenden Oberdampf erzielt.

112.

Hammer mit expandirendem Oberdampf.

(*Daelen*'scher Dampfhammer.)

Nachdem der Hammer auf die Höhe h gehoben ist, wird unter dem Kolben die Einströmung, über ihm die Ausströmung des Dampfes unterbrochen; gleichzeitig werden die Cylinderräume unter und über dem Kolben in Communication gesetzt und auch während des Niederfallens des Hammers darin erhalten. Die untere Kolbenstange ist verhältnissmässig dick, d. h.

$$f_1 = 1 - \frac{1 - f_2}{k}$$

ein nicht sehr kleiner Bruch, z. B.

$$\text{für } f_2 = 0 \text{ und } k = 1{\cdot}5 \qquad 2$$

$$f_1 = 1 - \frac{1}{k} = {}^1/_3 \qquad {}^1/_2.$$

Ist der Cylinderraum, welcher über dem Kolben in seiner höchsten Lage noch verbleibt, $= e\,F_1\,H$, so kann der Dampfdruck $= p_1$ Atm. bei dieser höchsten Lage des Kolbens näherungsweise = der Spannung gesättigten Dampfes gesetzt werden, dessen specifisches Gewicht

$$\gamma_1 = \frac{i\,\gamma + \left[(1-i)\,k + e\right]\gamma_0}{1+e}$$

ist, unter γ das specif. Gewicht gesättigten Dampfes von p Atm.
γ_0 „ „ „ „ „ „ 1 Atm.
Druck verstanden, und es ist dann:

$$m = \frac{1+\varrho_1}{i - \dfrac{\lambda_1\,p_1 - k + 1}{p-1}}$$

$$\lambda = 1 - \varrho_2 + m\,\frac{\lambda_2\,p_1 - k + 1}{p-1}; \quad \lambda' = \frac{\lambda}{i\,m}.$$

Darin ist, wenn bei der Compression des Dampfes während der Erhebung des Hammers auf die Höhe $H - h$ und demnächst bei der Expansion während des Niederfallens des Hammers sich der Dampfdruck umgekehrt proportional der n^{ten} Potenz des Volumens ändert:

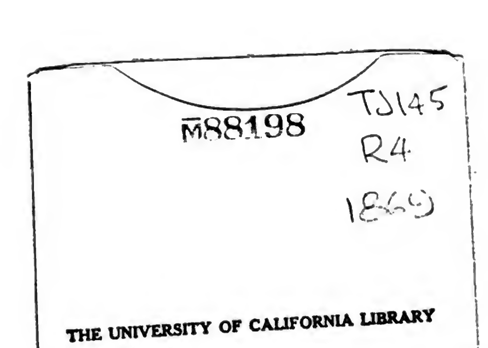
$$\lambda_1 = \frac{1+e}{n-1}\left(1 - \varepsilon_1^{\;n-1}\right) \text{ mit } \varepsilon_1 = \frac{1+e}{i+(1-i)k+e}$$

$$\lambda_2 = \frac{1+e}{n-1}\left(1 - \varepsilon_2^{\;n-1}\right) \text{ mit } \varepsilon_2 = \frac{1+e}{k+e}$$

Z. B. mit $e = 0{\cdot}1$, $i = 0{\cdot}7$, $k = 1{\cdot}5$
$\rho_1 = 0{\cdot}08$, $\rho_2 = 0{\cdot}12$, $n = 1{\cdot}13$

findet man für

p =	3	4	5	6 Atm.
m =	1·381	1·489	1·548	1·587
λ =	1·204	1·239	1·258	1·268
λ' =	1·245	1·189	1·161	1·141
$z\sqrt{H}$ =	43·0	48·0	50·4	51·8


M88198
TJ145
R4
1869
THE UNIVERSITY OF CALIFORNIA LIBRARY

